



VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh mechanismu výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní  
cestující s možností pohonu

Design of a Sliding Platform for Entrance Doors for Immobile  
Passengers with Drive Option

Student:

Bc. Jakub Miček

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2018

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Miček**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma: **Návrh mechanismu výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující s možností pohonu**  
**Design of a Sliding Platform for Entrance Doors for Immobile Passengers with Drive Option**

Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete mechanismus výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující s možností pohonu:

1. Nosnost mechanismu plošiny 300 kg
2. Maximální naklopení plošiny při nájezdu vozíku pro imobilní cestující 15°
3. Čas vysunutí mechanismu plošiny 10 s
4. Při konstrukčním řešení dodržet příslušné normy, které se vztahují na mechanismy výsuvných plošin pro imobilní cestující.

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

### Seznam doporučené odborné literatury:

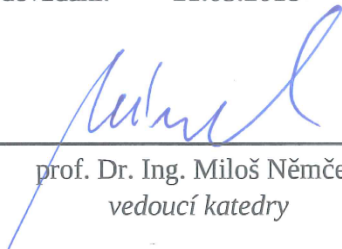
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.  
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.  
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3  
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X.  
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8 .  
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1  
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.  
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8  
*Katalogy ložisek*  
*Firemní literatura*

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 21.5.2018

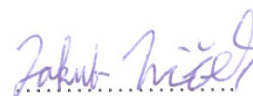
Zahradník

podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mojí diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2018



podpis studenta

Bc. Jakub Miček

Budovcova 111

772 00 Bystrovany, ČR

## **Anotace diplomové práce**

MIČEK, J. *Návrh mechanismu výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující s možností pohonu : diplomová práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 45 s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce je zaměřena na návrh mechanismu výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující. V úvodu práce jsou popsány základní druhy plošin pro imobilní cestující a možné druhy pohonů. Na základě rozdělení je navržen mechanismus plošiny pro přepravu imobilních cestujících do tramvajového vozu. V případě použití se nejprve vysune rampa do maximální vzdálenosti a následně se celá plošina zabudovaná v podlaze vozu sklopí až do kontaktu s podlahou nástupiště. Nejnamáhanější části jsou pevnostně zkontrolovány v polohách nejvyššího namáhání zadaným zatížením 300 kg. K navrženému zařízení je vypracován výkres sestavy, kusovník sestavy a výrobní výkres domku trapézové matice.

## **Annotation of Diploma Thesis**

MIČEK, J. *Design of a Sliding Platform for Entrance Doors for Immobile Passengers with Drive Option: Bachelor Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 45 p. Thesis head: Havlík, J.

The Diploma Thesis is focused on the design of sliding platform for entrance doors for immobile passengers. The introduction describes the basic types of platforms for immobile passengers and possible types of drives. On the basis of description is designed mechanism of platform for transport immobile passengers to the tram vehicle. In case of use, the ramp is ejected to maximal distance, then whole platform until contact with floor. Most stressed parts are analysed for stress in the most stressed position by load of 300 kg. The proposed platform is documented with assembly drawing, parts list and production drawing of the trapezoidal nut housing.

# Obsah

Seznam použitých značek .....	9
0 Úvod .....	12
1 Přehled plošin pro imobilní cestující .....	13
1.1 Sklápěcí plošina .....	13
1.2 Výsuvná plošina .....	14
1.3 Výtahová plošina.....	15
2 Pohony plošin pro imobilní cestující.....	16
2.1 Ruční pohon .....	16
2.2 Elektrický pohon .....	16
2.3 Hydraulický pohon.....	16
3 Výsuvná plošina vstupních dveří pro imobilní cestující .....	17
3.1 Koncepce.....	17
3.2 Sklápěcí vestavba .....	19
3.3 Výsuvná rampa.....	20
3.4 Pohon výsuvu .....	21
3.5 Pohon sklápění .....	22
3.6 Manuální pohon .....	23
3.7 Rám .....	24
4 Kontrolní výpočty.....	25
4.1 Silový rozbor .....	25
4.1.1 Silový rozbor stavu nájezdu vozičkáře.....	25
4.1.2 Silový rozbor stavu sklápění plošiny.....	27
4.1.3 Silový rozbor stavu výchozí polohy – 6 lidí.....	30
4.2 Lineární aktuátor .....	33



4.3	Krokový motor .....	33
4.4	Panty.....	35
4.5	Trapézový pohybový šroub.....	35
4.6	Lineární vedení.....	36
4.7	Čepy .....	37
4.8	Sklápěcí vestavba MKP .....	38
4.9	Rampa MKP .....	40
5	Závěr.....	42
6	Seznam použité literatury .....	43
7	Seznam příloh.....	45

## Seznam použitých značek

$C_{\text{stat}}$	N	Statická únosnost lineárního vedení
$d_2$	mm	Střední průměr závitu lichoběžníkového šroubu
$d_3$	mm	Malý průměr závitu lichoběžníkového šroubu
$d_{\check{c}}$	mm	Průměr dríku lícovaného šroubu čepového spoje
$f_z$		Součinitel tření v závitu
$F_a$	N	Reakce působení aktuátoru
$F_{a_s}$	N	Radiální složka zatížení aktuátoru
$F_{a_v}$	N	Radiální složka zatížení aktuátoru
$F_r$	N	Třecí odpor lineárního vedení
$F_{p1}$	N	Nosnost jednoho pantu
$F_{p6}$	N	Nosnost šesti pantů
$F_s$	N	Zatížení lichoběžníkového šroubu
$F_v$	N	Zatížení vozíku lineárního vedení
$g$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	Tíhové zrychlení
$G_{lv}$	N	Axiální složka zatížení lineárního vedení
$G_p$	N	Tíhové zatížení od hmotnosti rampy
$G_s$	N	Radiální složka zatížení lineárního vedení
$G_v$	N	Tíhové zatížení od hmotnosti invalidního vozíku
$H_a$	mm	Potřebný zdvih aktuátoru
$H_v$	mm	Délka vysunutí vozíku
$k$		Bezpečnosti šroubu
$La_x$	mm	Vzdálenost působení aktuátoru v ose X
$La_y$	mm	Vzdálenost působení aktuátoru v ose Y
$L_{gp}$	mm	Vzdálenost působení těžiště plošiny

$L_{gv}$	mm	Vzdálenost působení tíhy invalidního vozíku
$L_{vp}$	mm	Celková délka vysunutí plošiny
$m_{\check{c}}$	kg	Hmotnost průměrného člověka
$MK_{700ot}$	$N \cdot m$	Krouticí moment krokového motoru při 700 otáčkách
$MK_p$	$N \cdot m$	Potřebný hnací krouticí moment krokového motoru
$m_p$	kg	Hmotnost plošiny
$m_r$	kg	Hmotnost výsuvné rampy
$m_v$	kg	Hmotnost invalidního vozíku
$n_{po}$	ot	Potřebný počet otáček krokového motoru
$p$	mm	Stoupání závitu trapézového šroubu
$p_{kš}$	mm	Stoupání závitu kuličkového šroubu
$P_d$	MPa	Měrný tlak na patky čepového spoje
$P_{dov}$	MPa	Dovolený měrný tlak na patky čepového spoje
$R_{a_p}$	N	Výsledná síla pantu
$R_{a_x}$	N	Reakce pantu v ose X
$R_{a_y}$	N	Reakce pantu v ose Y
$R_b$	N	Reakce podložky nástupiště
$Re_{1.0503}$	MPa	Mez kluzu materiálu 1.0503
$Re_{1.4016}$	MPa	Mez kluzu materiálu 1.4016
$Re_{12.9}$	MPa	Mez kluzu vysokopevnostního šroubu tř. pevnosti 12.9
$t_p$	s	Čas vysunutí a sklopení plošiny
$t_s$	s	Čas sklopení plošiny
$t_v$	s	Čas vysunutí rampy
$V_a$	mm/s	Rychlost aktuátoru
$V_{km}$	ot/min	Rychlost krokového motoru

$\alpha$	°	Úhel sklopení plošiny
$\beta$	°	Úhel působení aktuátoru
$\eta$		Účinnost kuličkového šroubu
$\mu$		Koeficient tření lineárního vedení
$\sigma_d$	MPa	Napětí trapézového šroubu v tlaku
$\sigma_{dov}$	MPa	Dovolené ohybové napětí šroubu čepového spoje
$\sigma_o$	MPa	Ohybové napětí šroubu čepového spoje
$\sigma_{red}$	MPa	Redukované napětí trapézového šroubu
$\tau$	MPa	Smykové napětí trapézového šroubu
$\tau_{Dov}$	MPa	Dovolené smykové napětí šroubu čepového spoje
$\tau_s$	MPa	Smykové napětí šroubu čepového spoje
$\varphi'$	°	Redukovaný třecí úhel
$\psi$	°	Úhel stoupání závitu

## 0 Úvod

V dnešní době jsou plošiny pro imobilní cestující nepostradatelným vybavením dopravních prostředků hromadné dopravy. Nacházejí se nejen v městské hromadné dopravě jako jsou tramvaje, autobusy, trolejbusy a metro, ale i ve vlacích, lodích či letadlech. Někteří lidé, kteří jsou upoutáni na invalidní vozíček mají plošinou vybavené i osobní automobily. Na trhu se vyskytuje velké množství druhů plošin pro přepravu imobilních cestujících.

Cílem diplomové práce je sestavit rešerši plošin pro imobilní cestující, jejich rozdělení a přehled možných pohonů. Dále navrhnout mechanismus výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující s možností pohonu. Požadovaná nosnost plošiny je 300 kg, přičemž maximální naklopení plošiny při nájezdu cestujícího s vozíkem je  $15^\circ$ . Maximální čas vysunutí mechanismu plošiny je 10 s. Výstupem návrhu je výkresová dokumentace, která obsahuje sestavný výkres, kusovník a výrobní výkres určeného dílu.

Práce je rozdělena do šesti kapitol, včetně úvodu a závěru. První kapitola je zaměřena na rozdělení plošin pro imobilní cestující a popis jednotlivých druhů. Ve druhé kapitole jsou popsány možné druhy pohonů plošin pro imobilní cestující.

Obsahem třetí kapitoly je již popsána konstrukce navrženého mechanismu výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující. Je zde popsán princip, na kterém mechanismus funguje a následně jsou detailně popsány jednotlivé části mechanismu a jejich konstrukční řešení. Ve čtvrté kapitole jsou vyhledány stavy nejvyššího zatížení a vypočítány reakce v nejzatěžovanějších částech. U nejnamáhanějších dílů je následně provedena pevnostní kontrola.

V příloze je přiložen výkres sestavy plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující, kusovník sestavy a výrobní výkres domku trapézové matice.

# 1 Přehled plošin pro imobilní cestující

V oblasti přepravy imobilních cestujících se vyskytuje několik základních druhů mechanismů, určených pro přepravu cestujících na invalidním vozičku do vozu. Mezi nejpoužívanější plošiny se řadí zejména sklápěcí plošina, vysouvací plošina a výtahová plošina.

## 1.1 Sklápěcí plošina

Nejjednodušším druhem plošin jsou sklápěcí plošiny, viz. *Obrázek 1*. Tyto plošiny jsou nejčastěji ovládány manuálně řidičem. V případě použití sklápěcí plošiny musí řidič vystoupit z vozu, zaháknout příslušný nástroj za oko rampy a zatáhnutím překloupit rampu.



*Obrázek 1 – Sklápěcí plošina ruční [10]*

Výhodou je jednoduchost a absence jakéhokoliv mechanismu. S tím souvisí téměř bezúdržbový provoz a nízká cena. Další předností je nízká váha plošiny.

Nevýhodou je umístění nástroje v kabině řidiče. Za další nevýhodu může být považována nutnost vystoupení řidiče z vozu. Z bezpečnostního hlediska je však důležité, že řidič bezprostředně dohlédne na vyklizení místa dosednutí plošiny. Je tedy sníženo, či přímo eliminováno riziko zranění náhodných osob pohybujících se před rampou.

Manuální sklápěcí plošina pro přepravu imobilních cestujících je v městské hromadné dopravě v České republice nejpoužívanějším druhem. V USA jsou v autobusech používány sklápěcí plošiny, které jsou však na rozdíl od plošin v České republice motoricky poháněny. Sklápěcí plošinu s pohonem lze vidět v *Obrázek 2*. Aby nemusel řidič vystupovat z vozu a zároveň dohlédl na sklápění, jsou tyto plošiny umístěny pouze v předních dveřích.



*Obrázek 2 – Sklápěcí plošina s pohonem [20]*

## 1.2 Výsuvná plošina

Dalším druhem plošin pro imobilní cestující je výsuvná plošina. Princip spočívá ve vysunutí rampy z místa pod podlahou vozu, viz. *Obrázek 3*. Koncept výsuvné plošiny bývá využíván u vozů metra. Díky tomu, že všechny stanice metra jsou ve stejné výšce, může být podlaha vozu metra navržena ve stejné výšce jako nástupiště.



*Obrázek 3 – Výsuvná plošina [15]*

Pro přepravu imobilních cestujících do vozu tedy není potřeba překonat žádný výškový rozdíl a stačí vysunout rampu v horizontálním směru. Ta vyplní mezeru mezi nástupištěm a vozem metra. Zvláštním případem je čínské metro, kde je rampa zabudována v nástupišti a automaticky se vysune při každém příjezdu vozu k nástupišti.

Výsuvné plošiny bývají však využívány i v autobusech, kde je potřeba překonat i výškový rozdíl mezi podlahou autobusu a nástupištěm. V tomto případě se plošina nejprve vysouvá v horizontálním směru, ke konci maximálního vysunutí se však začne sklápět až do kontaktu s nástupištěm. Změna směru výsuvu může být docílena uložením rampy v drážce. Z bezpečnostních důvodů se plošina vysouvá při zavřených dveřích. Ty se otevírají až když je plošina zcela vysunuta. Tento princip plošin je využíván



*Obrázek 4 – Detail mechanismu přisunutí [13]*

v dublinských a londýnských autobusech. Nevýhoda spočívá v umístění plošiny pod podlahou vozu. Když totiž vyjede plošina a sklopí se na nástupiště, vznikne schodek mezi rampou a podlahou vozu, který musí vozíčkář překonat. Tento konstrukční problém je vyřešen u autobusů v Číně, kde se rampa celá vysune ven a následně je pomocí pružin a táhel konec rampy přisunut až k podlaze autobusu. Detail mechanismu je znázorněn v *Obrázek 4*, kde lze vidět rampu přisunutou k podlaze vozu.

### 1.3 Výtahová plošina

Posledním druhem plošin pro přepravu imobilních cestujících je výtahová plošina, viz. *Obrázek 5*. Tento druh plošin funguje na principu, kdy vozičkář najede na plošinu, která se začne zvedat až do požadované výšky. Zvedací plošiny jsou využívány v České republice k nástupu vozičkáře do vlaku. Imobilní cestující najede na plošinu a rampu za sebou z bezpečnostních důvodů zaklopí. Následně začne obsluha rampu zvedat až do výšky podlahy vlaku. Potom může vozičkář po rampě vjet do vozu. Zvedací plošiny pro železniční dopravu jsou vyráběny s různými zvedacími mechanismy. Nejčastějším provedením je mechanismus s ručním navijákem. Obsluha točením kliky navíjí lano, které je



*Obrázek 5 – Výtahová plošina [19]*

přípevněno přes kladku k plošině. Dalším provedením je plošina s nožní pumpou. V tomto případě obsluha zvedá plošinu hydraulickým válcem, do kterého přes pedál pumpuje kapalinu. Tím dochází ke zvedání pístnice, ke které je přikotvena plošina. Posledním provedením je plošina, která je zvedána elektrohydraulickým mechanismem. Plošina se zvedá hydraulicky, avšak oproti mechanismu s nožní pumpou je přívod kapaliny ovládán elektromotorem. Plošina s tímto mechanismem je vybavena akumulátorem.

Výtahové plošiny jsou však využívány i v autobusech. Například v USA je ve školních autobusech zabudována plošina, která dopravuje vozičkáře do autobusu pomocí hydraulických válců. Tato plošina je ovládána obsluhou prostřednictvím ovladače. Příklad výtahové plošiny viz. *Obrázek 6*.



*Obrázek 6 – Výtahová plošina [20]*

Další aplikací výsuvné plošiny v autobusech je provedení s nůžkovým mechanismem a pohybovým šroubem. Tato plošina je zabudována v místě pod podlahou autobusu. V případě použití se plošina vysune z autobusu. Po najezení vozičkáře se rampa začne zvedat pomocí elektromotoru, který otáčí pohybovým šroubem, jehož matice je připojena k nůžkovému mechanismu.



## **2 Pohony plošin pro imobilní cestující**

Plošiny pro přepravu imobilních cestujících mohou být poháněny několika druhy pohonů. Využíván je především ruční pohon, elektrický pohon a hydraulický pohon.

### **2.1 Ruční pohon**

V české republice je stále nejpoužívanějším pohonem plošin pro imobilní cestující ruční pohon. V tramvajích a autobusech se jedná o vyklápěcí plošinu, kterou musí řidič vyklopit. Na vlakových nástupištích je to výtahová plošina, kterou v případě potřeby obsluha přiveze před dveře vlaku a pomocí ručního navijáku zvedne plošinu s imobilním cestujícím. Výhodou ručního pohonu je jednoduchost, nízká váha, malý zástavbový prostor a téměř bezúdržbový provoz. Nevýhodou je samotný fakt, že řidič musí vystoupit a ručně manipulovat s plošinou. V dnešní době, kdy se všechny mechanismy automatizují, se plošiny s ručním pohonem přestávají vyrábět a nahrazují je elektricky či hydraulicky poháněné plošiny.

### **2.2 Elektrický pohon**

Elektrický pohon plošin pro imobilní cestující je vhodný především v tramvajích, kde je již zavedena elektrická síť. Výhodou elektrického pohonu je jeho vysoká účinnost, nízká poruchovost a náklady na montáž, údržbu a servis. Pro pohon plošiny může být použit rotační elektromotor v kombinaci s pohybovým šroubem, nebo lineární aktuátor s přímočarým pohybem. Norma TSI PRM, zabývající se problematikou přepravy imobilních cestujících uvádí, že pokud je rampa vybavena elektrickým pohonem, musí umožňovat ruční obsluhu v případě výpadku proudu.

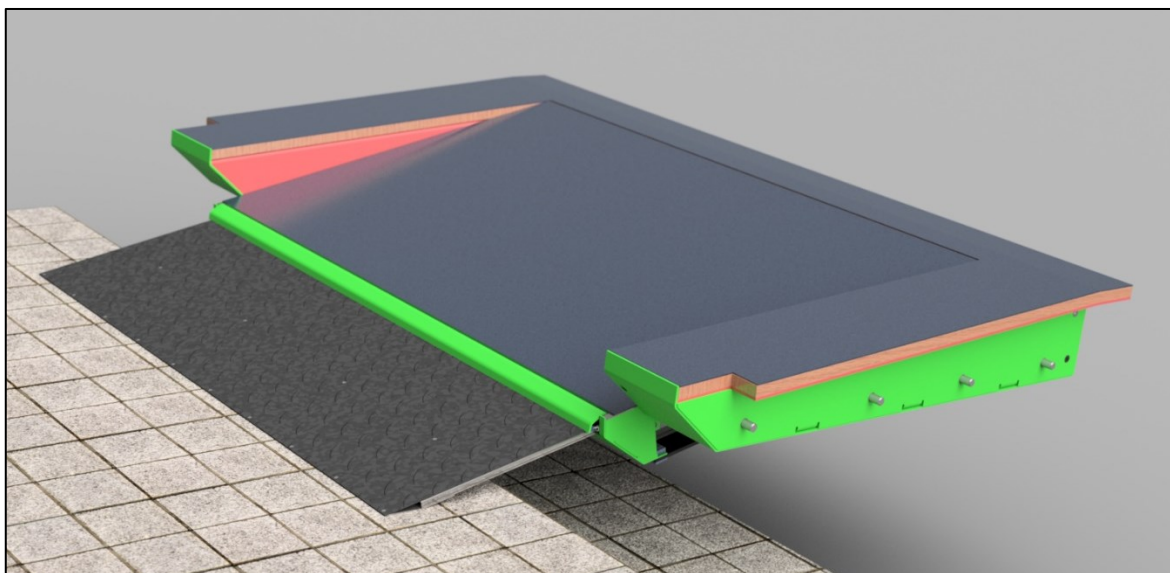
### **2.3 Hydraulický pohon**

Využití hydraulického pohonu pro pohon plošiny pro imobilní cestující je vhodné pro jeho vysokou účinnost, tichý chod, velké zatížení a vysoký zdvih. Nevýhodou je potom nutnost velkého zástavbového prostoru. Zařízení musí totiž obsahovat agregát poháněný elektromotorem. Výhodou je možnost manuálního pohonu hydraulickou pumpou v případě poruchy.

Pneumatické pohony jsou vhodné tam, kde je již zařízen centrální rozvod vzduchu, jako je tomu například v autobusech. Nevýhodou pneumatického pohonu jsou stejně jako u hydraulických pohonů velké zástavbové rozměry.

### 3 Výsuvná plošina vstupních dveří pro imobilní cestující

Výsuvná plošina vstupních dveří slouží k nástupu a výstupu imobilních cestujících s invalidním vozíkem. Při návrhu bylo vycházeno z normy TSI PRM [7], která pojednává o problematice technických specifikací pro interoperabilitu týkajících se přístupnosti železničního systému Unie pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace.



Obrázek 7 - Výsuvná plošina vstupních dveří

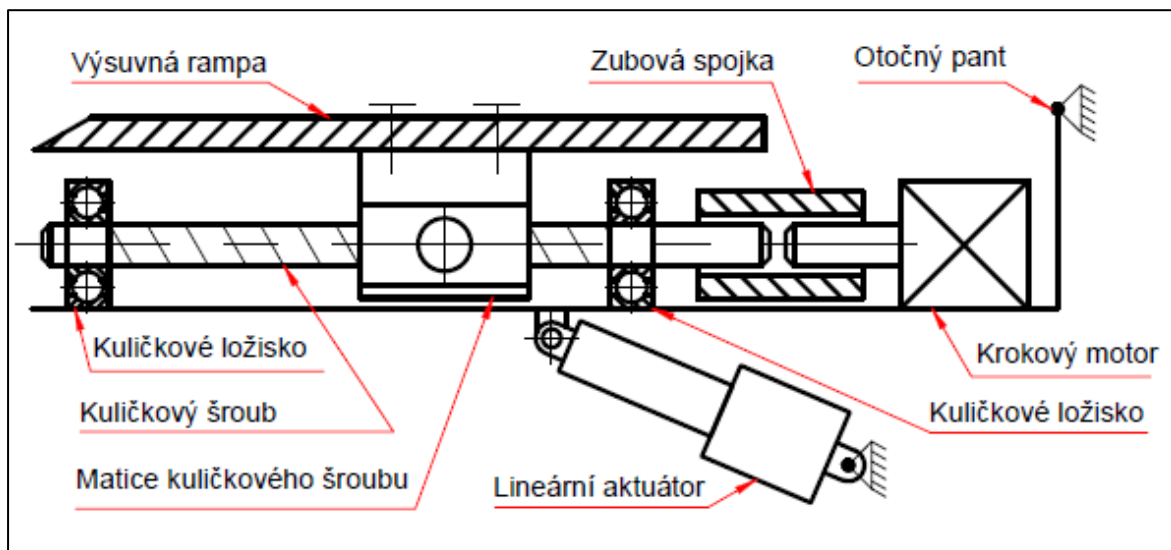
#### 3.1 Koncepce

Základním požadavkem je navrhnout mechanismus, který bude přepravovat imobilní cestující s invalidním vozíkem do tramvajového vozu a zpět. Jelikož podlaha vozu je ve výšce 300 mm a výška tramvajového pásu je 120 mm, vozíčkář je nucen překonat výškový rozdíl 180 mm. Norma TSI PRM [7] uvádí, že rampa nesmí být sklopena pod větším úhlem než 18°.

Byl tedy zvolen takový koncept, ve kterém se nejprve vysune rampa ve vodorovném směru a následně se celá zástavba sklopí až do kontaktu rampy s tramvajovým pásem. Mechanismus bude ovládat proškolený řidič. Ten vystoupí z vozu, vyjme z uzamykatelné přihrádky, zabudované poblíž dveří ovladač, ujistí se, že na plošině v tramvaji ani v oblasti dosednutí rampy na tramvajovém pásu nikdo nestojí a následně pomocí ovladače vysune a sklopí rampu. Stejným způsobem řidič plošinu po nastoupení vozíčkáře zasune a sklopí

do původní polohy a ovladač uloží a zamkne zpět do přihrádky. Navržený mechanismus výsuvné plošiny je zobrazen v *Obrázek 7*.

Pro znázornění funkce navrženého mechanismu je vypracováno zjednodušené schéma pohonů, ze kterého je možné lépe pochopit, jak funguje mechanismus vysouvání a sklápění. Schéma pohonů mechanismu výsuvu a sklápění je uvedeno v *Obrázek 8*.



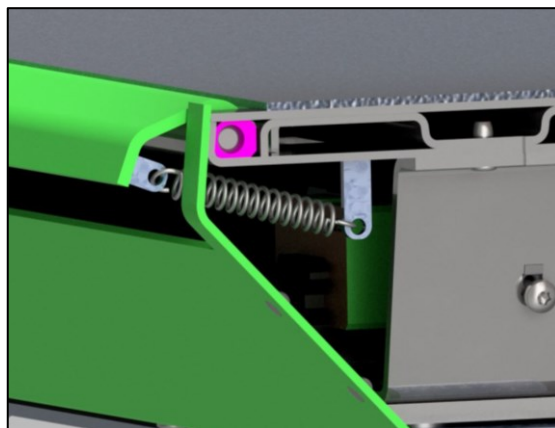
*Obrázek 8 - Schéma pohonů mechanismu*

Krokový motor otáčí kuličkovým šroubem, se kterým je spojený zubovou spojkou. Kuličkový šroub mění rotační pohyb krokového motoru na přímočarý posuvný pohyb matice kuličkového šroubu. Matice je uložena a přišroubována do domku, který je přišroubován k výsuvné rampě. Tím dochází k vysouvání rampy.

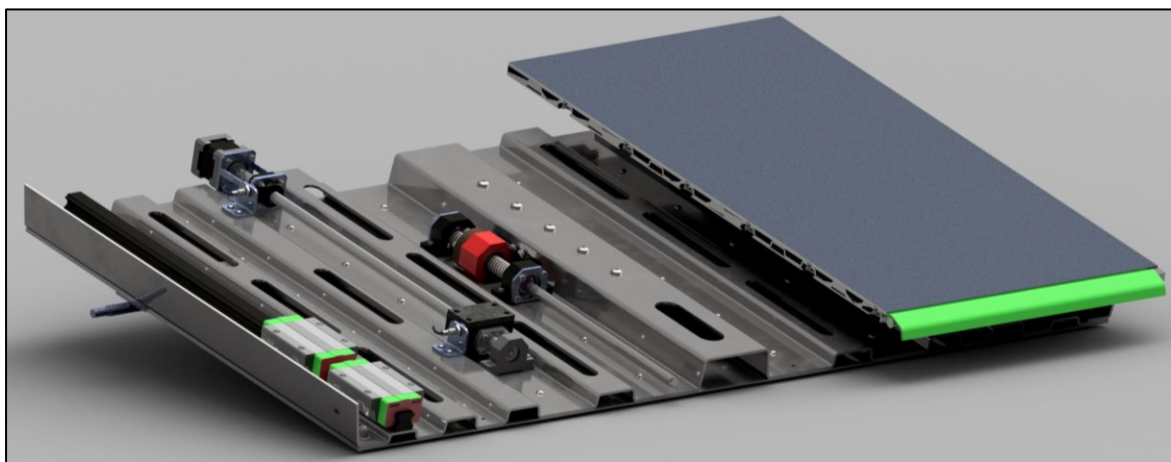
Kuličkový šroub je uložen ve dvou kuličkových ložiscích, které jsou uloženy v ložiskových domcích na jedné straně pevně a na druhé straně volně. Ložiskové domky a krokový motor jsou přišroubovány k části rámu, která se sklápí – sklápěcí vestavbě. Sklápěcí vestavba je k pevnému rámu připojena přes panty, umožňující otáčivý pohyb. Ze spodní strany je sklápěcí vestavba spojena s lineárním aktuátorem, který je připojen k pevnému rámu. Když se pístnice lineárního aktuátoru zasune, dojde ke sklopení vestavby kolem pantu.

### 3.2 Sklápěcí vestavba

Hlavní částí mechanismu je sklápěcí vestavba, která se skládá z podlahy, příčných plechů a spodního profilovaného plechu. Podlaha je tvořena spodním rovným plechem, ke kterému je přinýtován profilovaný plech, který je pomocí šroubů se zápusťnou hlavou a klecovými maticemi přišroubován k vrchnímu rovnému plechu, na který je nalepena protiskluzová podlahovina. Podlahu v řezu je možno vidět v *Obrázek 9*. Ke spodnímu plechu podlahy je přišroubováno šest pantů od firmy Southco [18]. Na konci podlahy jsou plechy zahnuté tak, že vytvoří čtvercový otvor. Do tohoto otvoru jsou vsunuty plastové články představující třecí ložiska. V těchto ložiskách je nasazen čep, ke kterému je přivařena čelní lišta, viz. *Obrázek 9*. Při vysouvání rampa přetlačí a vyklopí lištu. Ta v tomto stavu vyrovnává schod mezi rampou a podlahou. Při zasunutí plošiny je přední lišta sklopena tažnými pružinami od firmy Alcomex [9] zpět do výchozí polohy, ve které utěsňuje otvor a chrání mechanismus proti venkovním nečistotám.



*Obrázek 9 - Detail mechanismu výklopné lišty*

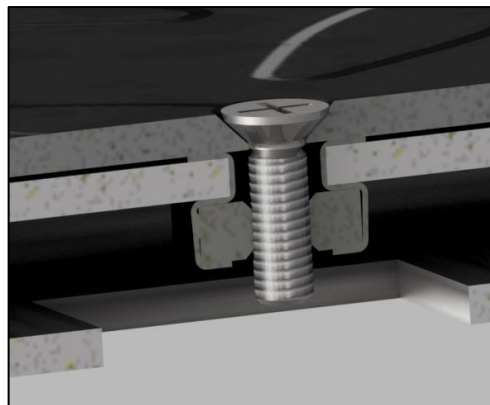


*Obrázek 10 - Řez sklápěcí vestavbou*

Příčné plechy, které spojují podlahu se spodním profilovaným plechem jsou k podlaze přinýtovány trhacími nýty a k profilovanému plechu přišroubovány šrouby a nýtovacími maticemi. K profilovanému plechu je přinýtován další rovný plech. Ve vzniklém prostoru jsou nainstalovány mechanismy pro výsuv rampy a pro manuální sklopení vestavby, viz. *Obrázek 10*. Ke spodní části vestavby jsou přišroubovány čepy, které jsou ve výchozí poloze uzamčeny v elektromechanických zámcích.

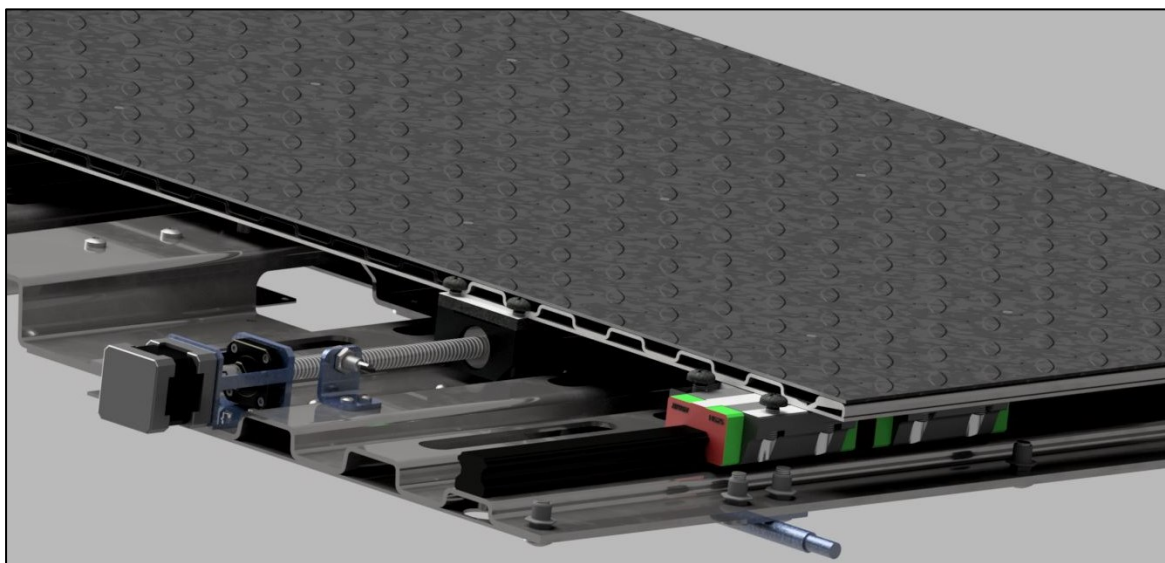
### 3.3 Výsuvná rampa

Výsuvná rampa je vytvořena ze tří plechů tloušťky 2 mm. Ke spodnímu plechu je přinýtován profilovaný plech. Tento plech je pozohýbán tak, aby vyztužil rampu, jejíž požadovaná nosnost je 300 kg. Na profilovaný plech je prostřednictvím šroubů se zápusťnou hlavou a klecových matic přišroubován vrchní plech, jak je vidět v *Obrázek 12*. Vrchní plech je tvořen z nerezového slzičkového plechu pro dosažení protiskluzového



*Obrázek 12 - Detail použití klecových matic*

efektu. Ve spodním plechu jsou vyřezány otvory pro montáž klecových matic. V přední části je k vrchnímu slzičkovému plechu přinýtován zápusťnými nýty výztužný plech, který je ke spodním plechům přišroubován zápusťnými šrouby a klecovými maticemi, viz *Obrázek 13*. Tento plech představuje dosedací plochu rampy na nástupiště.

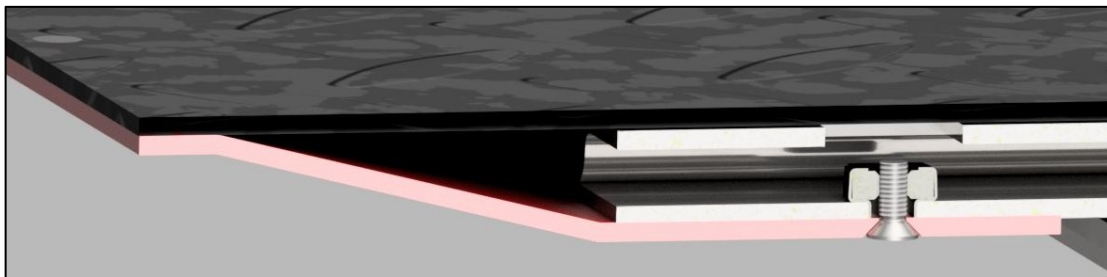


*Obrázek 11 - Detail pohonu výsunu rampy*

Ke spodnímu a profilovanému plechu jsou přišroubované čtyři vozíky HGW 25HC lineárního vedení a domek s maticí kuličkového šroubu GFD-12 [14]. Domek je k rampě přišroubován přes plech tloušťky 7 mm, z důvodu vyrovnání výškového rozdílu domku s vozíky lineárního vedení, viz. *Obrázek 11*. Rampa je navržena tak, aby vrchní slzičkový plech s předním dosedacím plechem byly odmontovatelné. Tím je možná montáž vozíků lineárního vedení a domku matice.



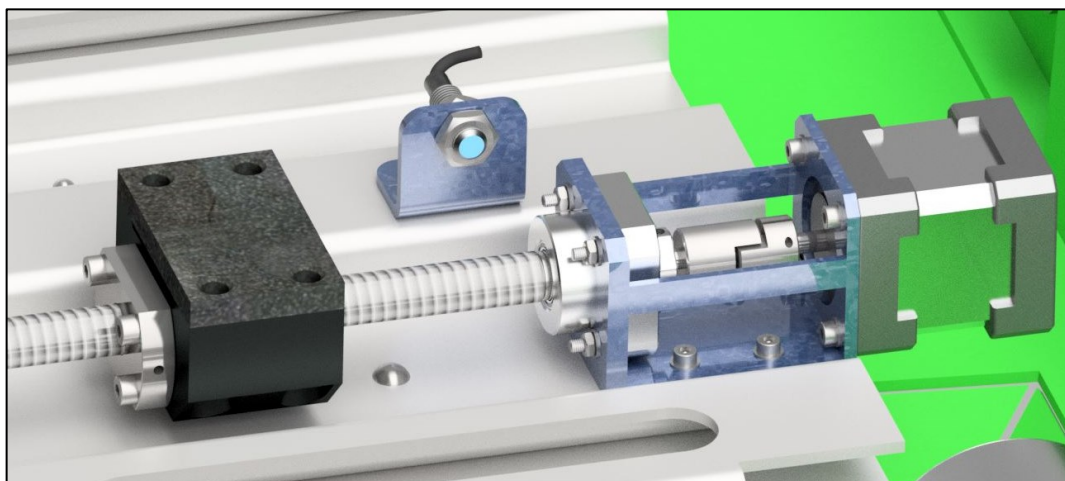
Zastavení rampy v minimální a maximální poloze je zaručeno dvěma indukčními senzory IPSI-8 [12]. Tyto senzory jsou umístěné v držácích, přišroubovaných ke sklápěcí vestavbě. Indukční senzory snímají polohu pohybujícího se domku kuličkového šroubu.



*Obrázek 13 - Detail předního dosedacího plechu*

### 3.4 Pohon výsuvu

Výsuvný pohyb rampy je zprostředkován krokovým motorem 42HS03 [12], který je uložen ve svařovaném držáku motoru, jenž je přišroubován ke sklápěcí vestavbě. Motor je přes zubovou spojku LK20-C14 [12] spojen s kuličkovým šroubem R12x10. Kuličkový šroub je uložen pevně v ložisku SFA06, které je přišroubováno v držáku motoru, viz. *Obrázek 14*. Volně je šroub uložen v ložisku SLA06, které je uloženo v ložiskovém domku.

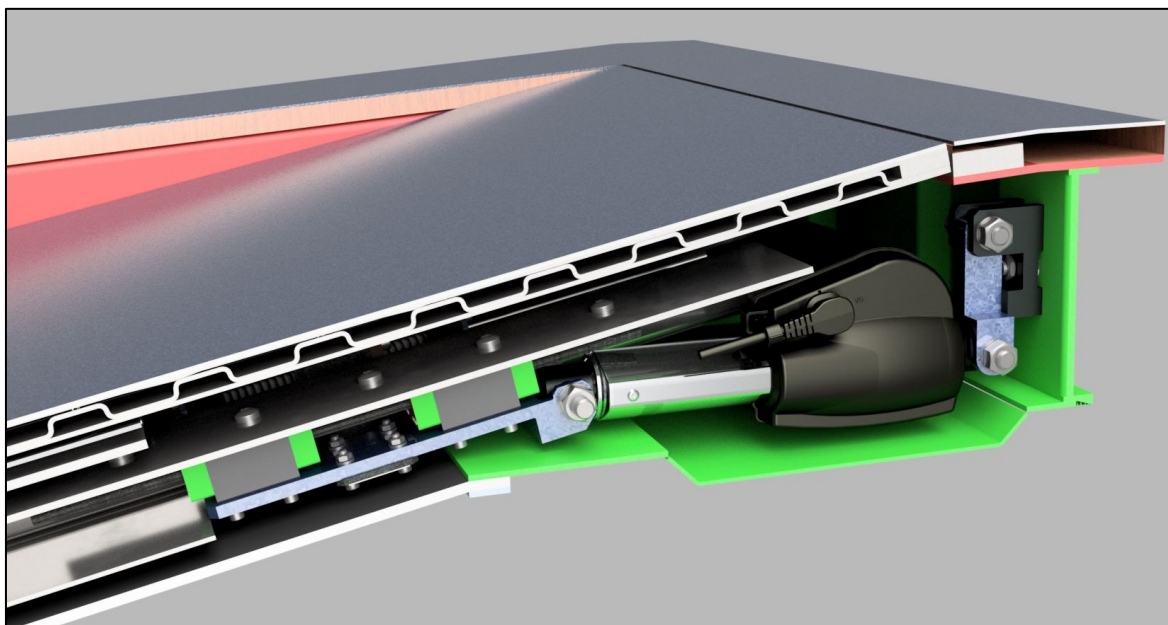


*Obrázek 14 - Detail pohonu kuličkového šroubu*

Kuličkový šroub mění rotační pohyb krokového motoru na přímočarý posuvný pohyb matice R12-10K3-FSCDIN, která je umístěna v domku GFD-12. Domek je přišroubován k výsuvné rampě. Jelikož kuličkový šroub může být zatížen pouze radiální silou, axiální síly přenáší lineární vedení, jehož dva vozíky na obou stranách jsou přišroubovány k rampě a kolejnice jsou přišroubovány k profilovanému plechu zástavby. Koncové polohy rampy jsou zajištěny indukčními senzory IPSI-8.

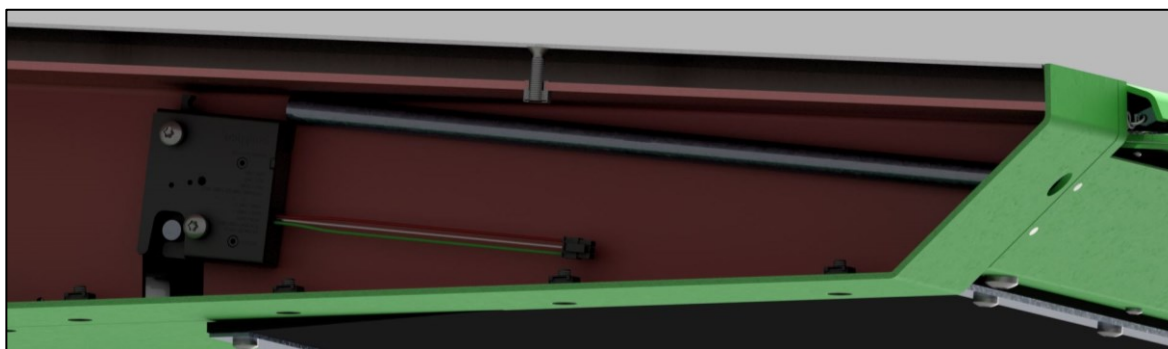
### 3.5 Pohon sklápění

Sklápění vestavby s rampou je zajištěno lineárním aktuátorem LA27 [16]. Ten je přes táhlo připojen k pevné konstrukci rámu. Pistnice je připojena ke dvěma vozíkům lineárního vedení, jehož kolejnice jsou přišroubovány k profilovanému plechu sklápěcí vestavby. Uložení aktuátoru je znázorněno v *Obrázek 15*.



*Obrázek 15 - Podélný řez sklápěcí plošinou*

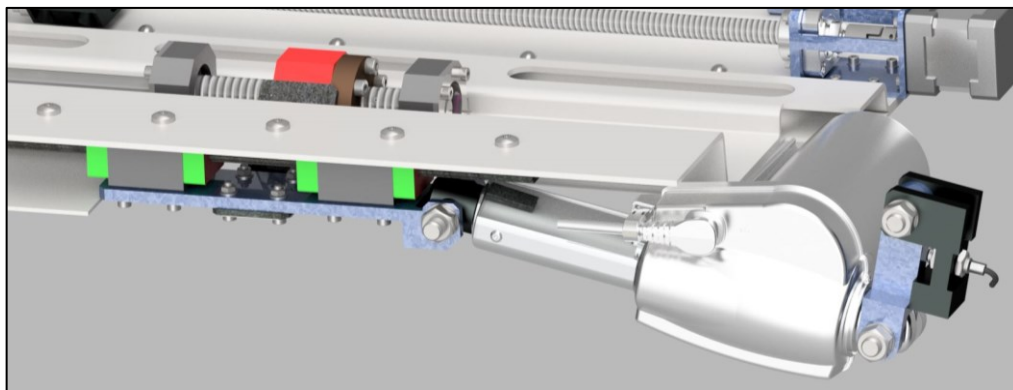
Vozíky jsou zabrzděny pohybovým trapézovým šroubem, s jehož maticí jsou spojeny. Pro eliminaci bočního momentu jsou zde vozíky dva. Zastavení sklápění v minimální poloze je zaručeno indukčním snímačem IPSI-8. Při dosednutí rampy na tramvajový pás se začne aktuátor přitahovat k rampě, čímž se přeruší kontakt táhla se snímačem a dojde k přerušení sklápění. Zastavení ve výchozí poloze je zaručeno elektromechanickým zámkem Southco R4-Em-R11 [18], který při zasunutí a zamknutí čepu funguje jako snímač a vyšle řídicí jednotce informaci o dosažení výchozí polohy. Umístění zámku je zobrazeno v *Obrázek 16*.



*Obrázek 16 - Detail elektromechanického zámku*

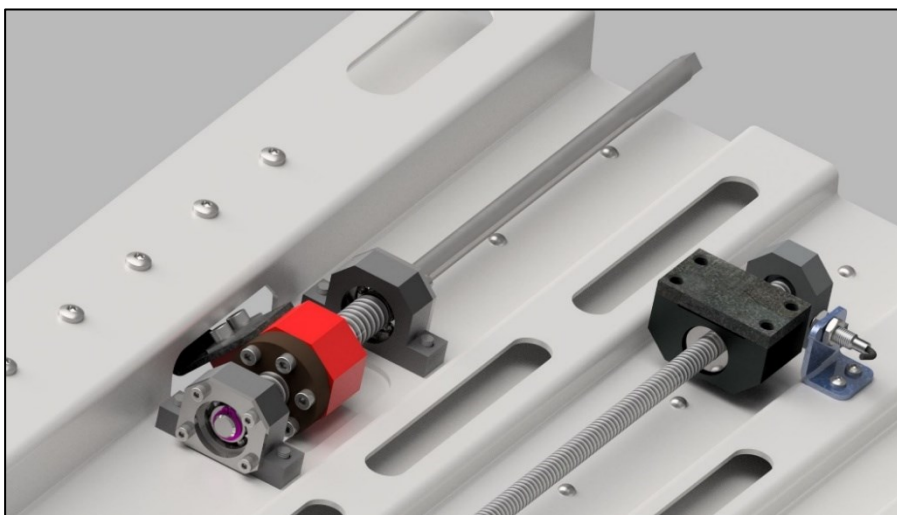
### 3.6 Manuální pohon

Norma TSI PRM [7] uvádí, že pokud je rampa vybavena elektrickým pohonem, musí umožňovat ruční obsluhu v případě výpadku proudu. Mechanismus je tedy navržen tak, aby se rampa dala vysunout a sklopit i manuálně. Jelikož kuličkový šroub není samosvorný, výsuvná rampa se vysune pouhým zaháknutím nástroje za oko rampy a vytáhnutím.



*Obrázek 17 - Mechanismus manuálního sklápění - pohled zleva*

Manuální sklopení rampy je dosaženo zasunutím a přetlačením klapky klíčem se čtvercovým průřezem do příslušného otvoru a nasazením klíče na konec pohybového trapézového šroubu. Otáčením šroubu se posunuje matice, spojená s vozíky lineárního vedení, ke kterým je připojen aktuátor, viz. *Obrázek 17*. Tím dochází ke sklápění plošiny. Rozsah pohybového šroubu a lineárního vedení je navržen tak, aby bylo možné manuální sklopení provést jak v případě výpadku proudu ve výchozí poloze, tak i v poloze sklopené.



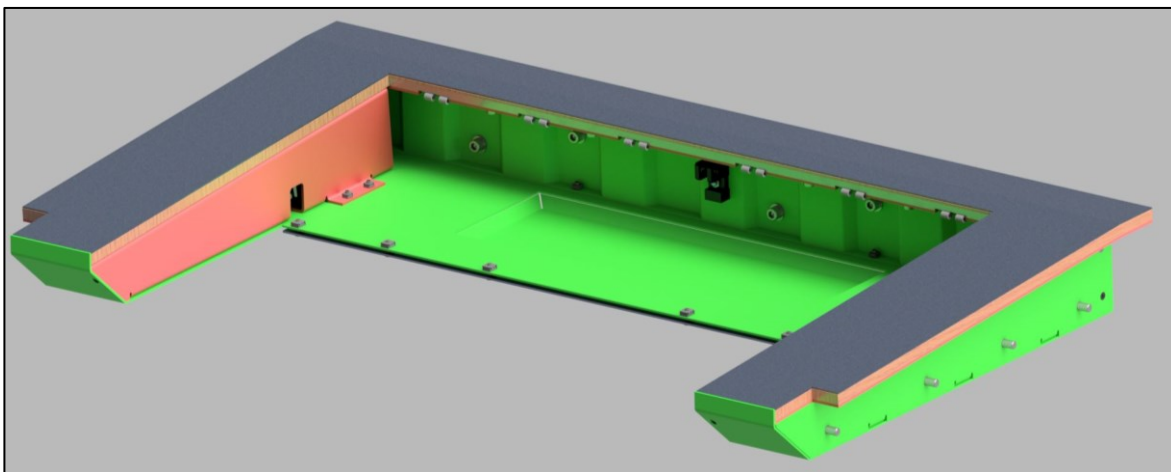
*Obrázek 18 - Mechanismus manuálního sklápění - pohled zprava*

Před započítím procesu manuálního sklápění rampy je potřeba manuálně odemknout oba elektromechanické zámky, viz. *Obrázek 16*. To je provedeno vsunutím nástroje do postranního otvoru a přetlačením táhla zámku. Je nutné odemknout zámky na obou stranách.



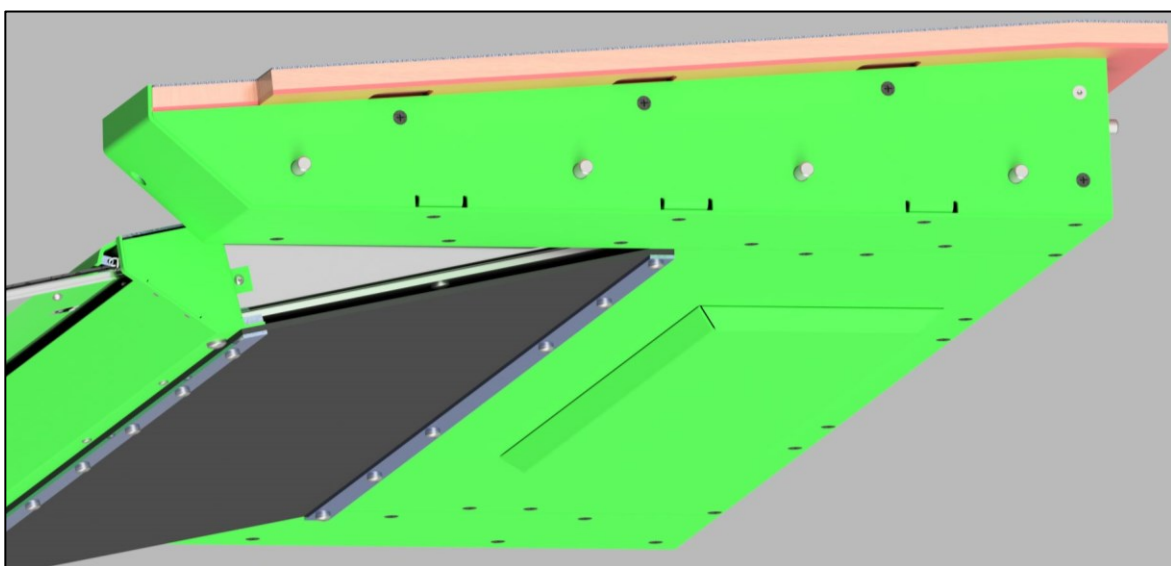
### 3.7 Rám

Celá sklápěcí vestavba je i s výsuvnou rampou uložena do pevného rámu, viz. *Obrázek 19*. Ten je tvořen nerezovými plechy, které jsou pozohýbány tak, aby byl potřeba co nejmenší počet dílů a aby bylo možné co nejvíce spojů šroubovat. Svarové spoje jsou z důvodu tenkých plechů nevhodné. Podlaha rámu je tvořena nerezovým plechem, ke kterému je přišroubována dřevěná deska. Na dřevěnou desku je navíc nalepená protiskluzová vrstva.



*Obrázek 19 - Rám*

Spodní část je do poloviny pevně zakrytována plechem s vanou pro aktuátor. Druhá polovina je kvůli proměnné délce krytu tvořena z pryže, což je možno vidět v *Obrázek 20*. Pružný pryžový kryt je k pevné plechové části přišroubován pomocí plocháčů se závitem. Celý kryt je z důvodu montáže a údržby šroubovaný. Rám je vložen a přišroubován do tramvajového vozu pomocí postranních šroubů a šroubů v zadní části.



*Obrázek 20 - Pohled na pryžový kryt*

## 4 Kontrolní výpočty

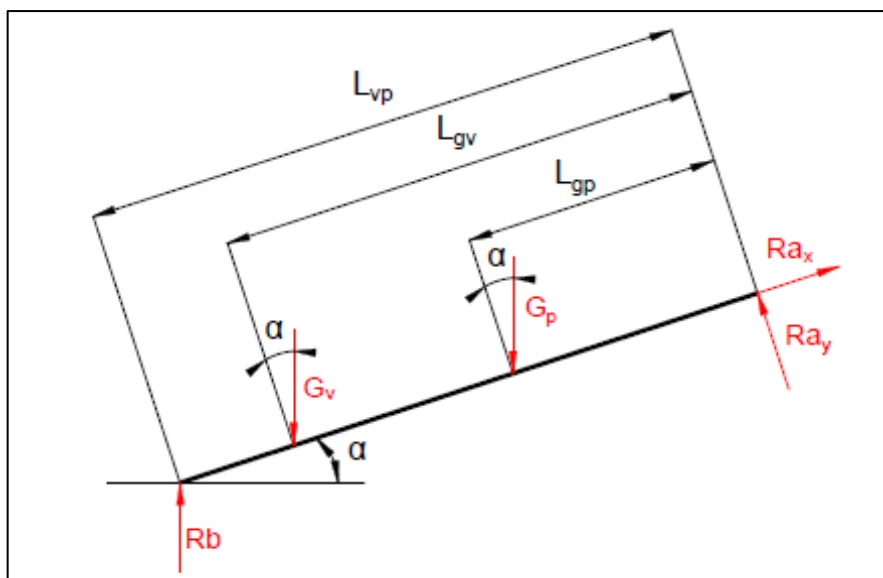
V následující kapitole jsou zjištěny polohy nejvyššího namáhání. V těchto stavech jsou vypočteny reakční síly kritických součástí a následně jsou tyto díly pevnostně zkontrolovány. Také jsou zde konstrukční výpočty a analýzy složitých sestav metodou konečných prvků.

### 4.1 Silový rozbor

Pro kontrolu nejvíce namáhaných dílů je potřeba provést silový rozbor, zjistit v jaké fázi bude největší zatížení a spočítat reakční síly v kontrolovaných částech.

#### 4.1.1 Silový rozbor stavu nájezdu vozíčkáře

Nejdříve budou spočítány reakce pantů ve stavu, kdy imobilní cestující s invalidním vozíčkem najíždí po sklopené rampě do vozu. Schéma tohoto stavu je v *Obrázek 21*.



Obrázek 21 - Rozbor sil za stavu nájezdu vozíčkáře

Vzorový výpočet bude proveden pro stav, kdy je plošina sklopena na tramvajový pás, se kterým svírá úhel  $\alpha = 11^\circ$  a imobilní cestující, který najíždí po plošině do vozu je ve vzdálenosti  $L_{gv} = 200 \text{ mm}$  od osy sklápění. Celková délka sklopené plošiny je  $L_{vp} = 1011 \text{ mm}$ . Hmotnost cestujícího včetně invalidního vozíčku je ze zadání  $m_v = 300 \text{ kg}$ . Hmotnost sklopené plošiny je  $m_p = 105 \text{ kg}$ . Tíha plošiny působí v těžišti, které je od osy otáčení vzdáleno  $L_{gp} = 400 \text{ mm}$ . [2]

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 = Ra_x - G_v \cdot \sin(\alpha) - G_p \cdot \sin(\alpha) + Rb \cdot \sin(\alpha), \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 = Ra_y - G_v \cdot \cos(\alpha) - G_p \cdot \cos(\alpha) + Rb \cdot \cos(\alpha), \quad (2)$$

$$\sum Ma = 0 = G_v \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gv} + G_p \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gp} - Rb \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{vp}. \quad (3)$$

Z rovnice 3 lze vyjádřit reakce podložky tramvajového pásu  $Rb$ :

$$Rb = \frac{G_v \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gv} + G_p \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gp}}{\cos(\alpha) \cdot L_{vp}} =$$

$$Rb = \frac{300 \cdot 9,81 \cdot \cos(11) \cdot 220 + 105 \cdot 9,81 \cdot \cos(11) \cdot 400}{\cos(11) \cdot 1011} = 1048 \text{ N}. \quad (4)$$

Dosazením do rovnice 2 lze vyjádřit reakci pantů v ose Y,  $Ra_y$ :

$$Ra_y = G_v \cdot \cos(\alpha) + G_p \cdot \cos(\alpha) - Rb \cdot \cos(\alpha) =$$

$$Ra_y = 300 \cdot 9,81 \cdot \cos(11) + 105 \cdot 9,81 \cdot \cos(11) - 1048 \cdot \cos(11) = 2871 \text{ N}. \quad (5)$$

Dosazením do rovnice 1 lze vyjádřit reakci pantů v ose X,  $Ra_x$ :

$$Ra_x = G_v \cdot \sin(\alpha) + G_p \cdot \sin(\alpha) - Rb \cdot \sin(\alpha) =$$

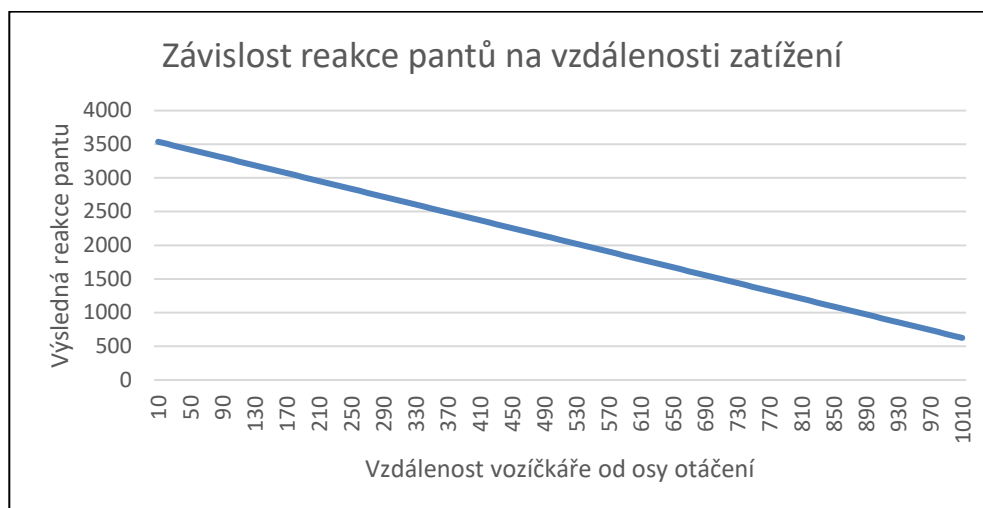
$$Ra_x = 300 \cdot 9,81 \cdot \sin(11) + 105 \cdot 9,81 \cdot \sin(11) - 1048 \cdot \sin(11) = 558 \text{ N}. \quad (6)$$

Výsledná síla pantu  $Ra_p$  lze vyjádřit jako:

$$Ra_p = \sqrt{Ra_x^2 + Ra_y^2} = \sqrt{558^2 + 2871^2} = 2925 \text{ N}. \quad (7)$$

Výpočet byl proveden v softwaru Microsoft Excel pro všechny fáze procesu přjetí vozičkáře po rampě až do vozu. Z výsledků byl vypracován **Graf** závislosti výsledné reakce pantu na vzdálenosti zatížení.

Graf 1 - Graf závislosti reakce pantů na vzdálenosti zatížení



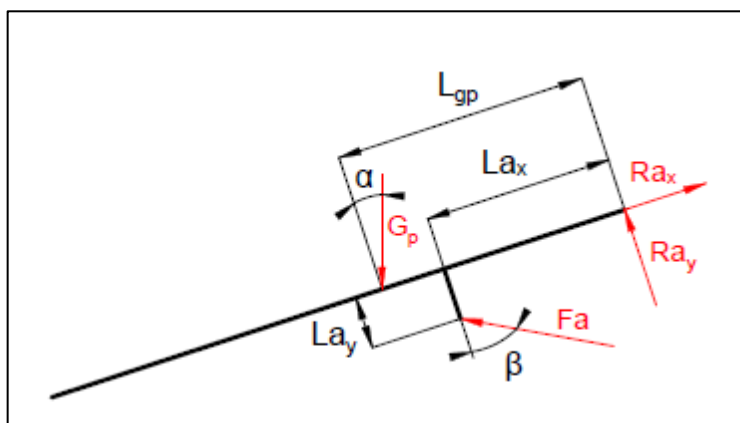
Z Graf 1 lze vyjádřit, že pant je nejvíce zatížen ve fázi, kdy je vozíčkář nejbližší osy otáčení pantu, tedy těsně před najetím na podlahu vozu. V tomto okamžiku je výsledná reakce pantu  $Ra_p = 3565 \text{ N}$ . Zvolený pant EH-64-5v5-50 od firmy Southco má nosnost  $F_{p1} = 3560 \text{ N}$  [18]. Pantů je použito 6, celková nosnost pantů je tedy:

$$F_{p6} = 6 \cdot 3560 = 21360 \text{ N}. \quad (8)$$

Celková nosnost zvolených pantů  $F_{p6}$  je větší než maximální zatížení  $Ra_p$ , panty vyhovují.

#### 4.1.2 Silový rozbor stavu sklápění plošiny

Pro výpočet potřebné síly aktuátoru je potřeba vypočítat jeho reakci v průběhu procesu sklápění, viz. Obrázek 22. Také je potřeba v tomto stavu zkontrolovat únosnost pantů.



Obrázek 22 - Rozbor sil při stavu sklápění

Vzorový výpočet bude proveden pro stav, kdy je plošina téměř sklopena, tedy při sklonu plošiny  $\alpha = 11^\circ$ . Plošina se v této poloze však nedotýká podložky nástupiště. Při tomto sklopení působí lineární aktuátor na plošinu pod úhlem  $\beta = 78,3^\circ$  ve vzdálenosti v ose X  $La_x = 220$  mm od osy otáčení pantů a ve vzdálenosti v ose Y  $La_y = 55$  mm od osy otáčení pantů. Plošina je zatížena pouze vlastní vahou  $m_p = 105$  kg, která působí v těžišti vzdáleném  $L_{gp} = 400$  mm od osy otáčení pantů. Rozepsání rovnic rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 = Ra_x - Fa \cdot \sin(\beta) - G_p \cdot \sin(\alpha), \quad (9)$$

$$\sum F_y = 0 = Ra_y + Fa \cdot \cos(\beta) - G_p \cdot \cos(\alpha), \quad (10)$$

$$\sum Ma = 0 = Fa \cdot \cos(\beta) \cdot La_x + Fa \cdot \sin(\beta) \cdot La_y - G_p \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gp}. \quad (11)$$

Z rovnice 11 lze vyjádřit reakce působící na aktuátor  $F_a$ :

$$Fa = \frac{G_p \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gp}}{\cos(\beta) \cdot La_x + \sin(\beta) \cdot La_y} =$$

$$Fa = \frac{105 \cdot 9,81 \cdot \cos(11) \cdot 400}{\cos(78,3) \cdot 220 + \cos(78,3) \cdot 55} = 4107 \text{ N}. \quad (12)$$

Dosazením do rovnice 10 lze vyjádřit reakci pantu v ose Y,  $Ra_y$ :

$$Ra_y = G_p \cdot \cos(\alpha) - Fa \cdot \cos(\beta) = 105 \cdot 9,81 \cdot \cos(11) - 4107 \cdot \cos(78,3) = 178 \text{ N}. \quad (13)$$

Dosazením do rovnice 9 lze vyjádřit reakci pantu v ose X,  $Ra_x$ :

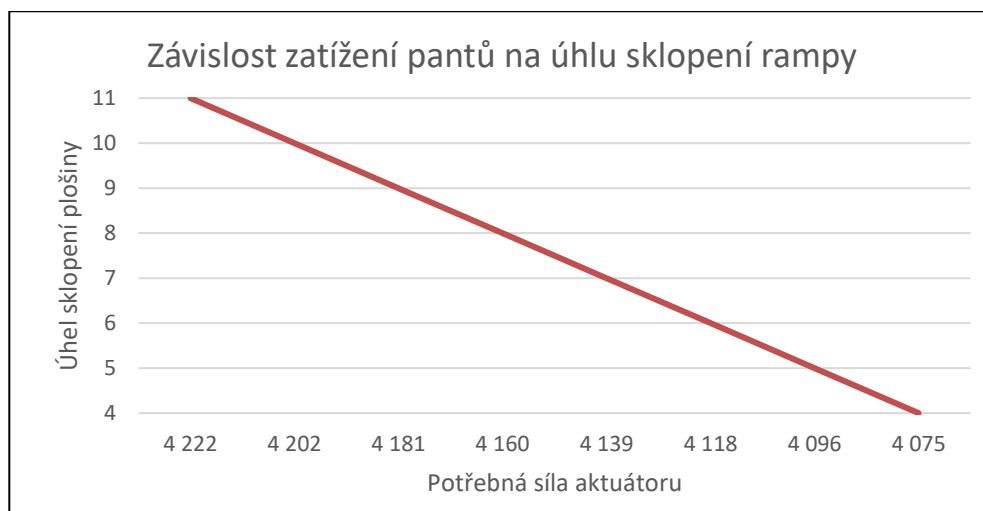
$$Ra_x = Fa \cdot \sin(\beta) + G_p \cdot \sin(\alpha) = 4107 \cdot \sin(78,3) + 105 \cdot 9,81 \cdot \sin(11) = 4218 \text{ N}. \quad (14)$$

Výsledná síla pantu  $Ra_p$ :

$$Ra_p = \sqrt{Ra_x^2 + Ra_y^2} = \sqrt{4218^2 + 178^2} = 4222 \text{ N}. \quad (15)$$

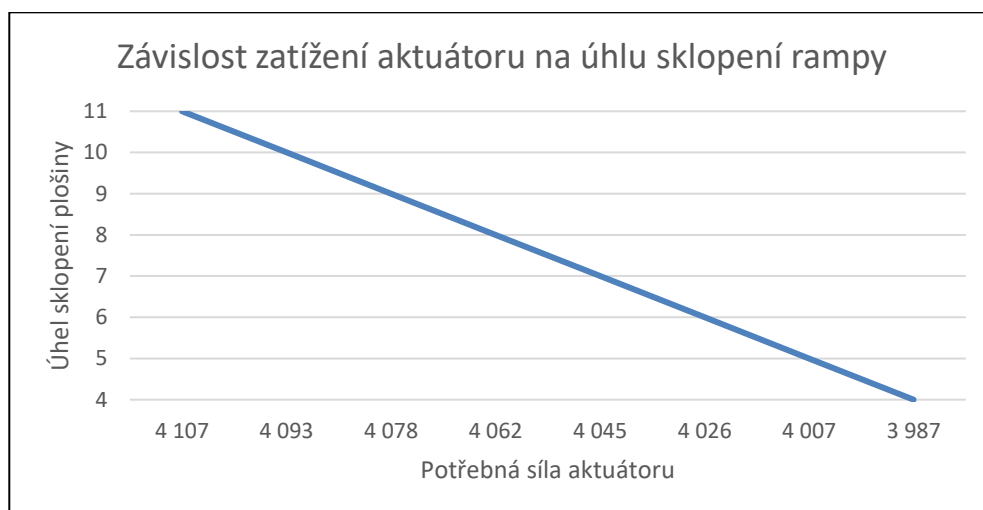
Výpočet byl proveden v softwaru Microsoft Excel pro celý průběh sklápění. Z výsledků byl vypracován graf závislosti výsledné reakce pantu na úhlu sklopení plošiny a graf závislosti zatížení aktuátoru na úhlu sklopení plošiny.

Graf 2 – graf závislosti zatížení pantů na úhlu sklopení rampy



Z Graf 2 závislosti zatížení pantu na úhlu sklopení rampy vychází, že maximální zatížení pantů nastane v poloze, kdy je rampa těsně před dosednutím na podlahu nástupiště. Reakce pantů v tomto stavu je  $Ra_p = 4222 \text{ N}$ . Celková nosnost zvolených pantů je větší než maximální zatížení, panty vyhovují.

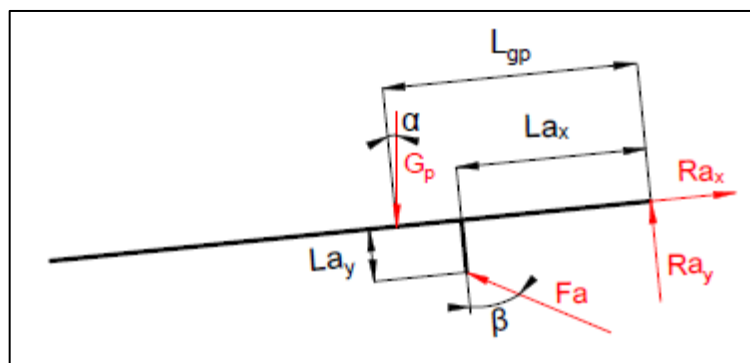
Graf 3 - Graf závislosti zatížení aktuátoru na úhlu sklopení rampy



Z Graf 3 závislosti zatížení aktuátoru na úhlu sklopení rampy vychází, že maximální zatížení lineárního aktuátoru nastane v poloze rampy těsně před dosednutím na podlahu nástupiště. V této poloze dosahuje zatížení  $Fa = 4107 \text{ N}$ .

### 4.1.3 Silový rozbor stavu výchozí polohy – 6 lidí

Jelikož je navržena plošina součástí podlahy tramvajového vozu, je také potřeba zjistit reakce ve výchozí poloze, kdy na plošinu může stát až 6 lidí o průměrné hmotnosti 80 kg. Schéma působení sil ve výchozí poloze je v *Obrázek 23*. Ve výchozí poloze je plošina zajištěna po stranách dvěma elektromechanickými zámky, to však není ve výpočtu zahrnuto. Zámky jsou použity pouze jako senzory, které signalizují uzavření plošiny ve výchozí poloze a z bezpečnostního hlediska pro případ nečekané poruchy.



Obrázek 23 - Rozbor sil ve výchozí poloze

V tomto stavu je plošina sice zaklopená do výchozího stavu, není však úplně ve vodorovné poloze. S horizontální rovinou svírá úhel  $\alpha = 4^\circ$ , a to z důvodu již sklopené podlahy vozu tramvaje v místě umístění plošiny. Aktuátor působí na plošinu pod úhlem  $\beta = 77^\circ$  ve vzdálenosti v ose X  $La_x = 220$  mm od osy otáčení pantů a ve vzdálenosti v ose Y  $La_y = 55$  mm od osy otáčení pantů. Plošina je zatížena vlastní vahou  $m_p = 105$  kg a vahou 6-ti lidí o průměrné hmotnosti  $m_\ell = 80$  kg. Tíhové zatížení 6-ti lidí i vlastní váhy plošiny působí ve stejném těžišti, jelikož je předpokládáno rovnoměrné rozmístění lidí na plošině. Těžiště je vzdálené od osy pantu o vzdálenost  $L_{gp} = 350$  mm.

Rozepsání rovnic rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 = Ra_x - Fa \cdot \sin(\beta) - G_p \cdot \sin(\alpha), \quad (16)$$

$$\sum F_y = 0 = Ra_y + Fa \cdot \cos(\beta) - G_p \cdot \cos(\alpha), \quad (17)$$

$$\sum Ma = 0 = Fa \cdot \cos(\beta) \cdot La_x + Fa \cdot \sin(\beta) \cdot La_y - G_p \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gp}. \quad (18)$$

Z rovnice 18 lze vyjádřit reakce aktuátoru  $F_a$  :

$$F_a = \frac{G_p \cdot \cos(\alpha) \cdot L_{gp}}{\cos(\beta) \cdot La_x + \sin(\beta) \cdot La_y} =$$

$$F_a = \frac{[105 + (6 \cdot 80)] \cdot 9,81 \cdot \cos(4) \cdot 350}{\cos(77) \cdot 220 + \cos(77) \cdot 55} = 19438 \text{ N} . \quad (19)$$

Dosazením do rovnice 17 lze vyjádřit reakci pantu v ose Y,  $Ra_y$  :

$$Ra_y = G_p \cdot \cos(\alpha) - F_a \cdot \cos(\beta) =$$

$$Ra_y = (105 + 6 \cdot 80) \cdot 9,81 \cdot \cos(11) - 19438 \cdot \cos(77) = 1352 \text{ N} . \quad (20)$$

Dosazením do rovnice 16 lze vyjádřit reakci pantu v ose X,  $Ra_x$  :

$$Ra_x = F_a \cdot \sin(\beta) + G_p \cdot \sin(\alpha) =$$

$$Ra_x = 19438 \cdot \sin(78,3) + (105 + 6 \cdot 80) \cdot 9,81 \cdot \sin(11) = 19340,5 \text{ N} . \quad (21)$$

Výsledná síla pantu  $Ra_p$  :

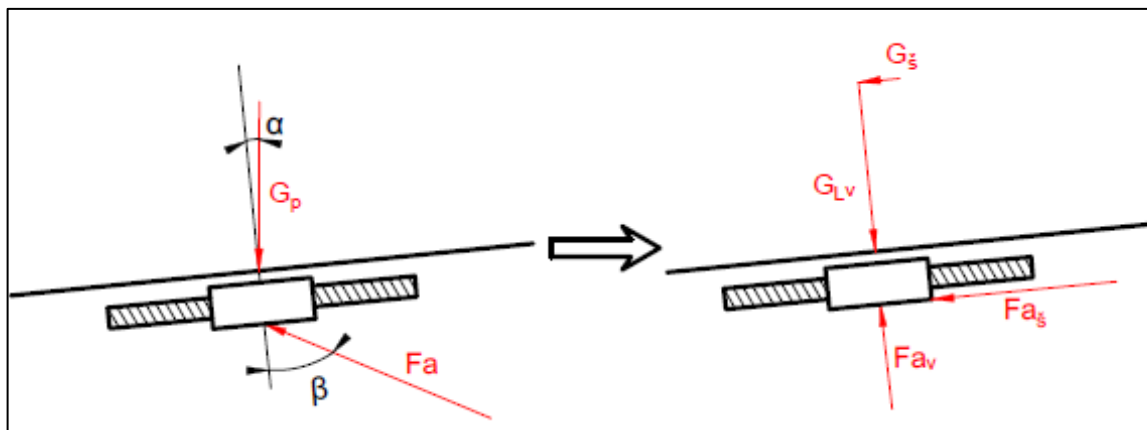
$$Ra_p = \sqrt{Ra_x^2 + Ra_y^2} = \sqrt{19340,5^2 + 1352^2} = 19387,7 \text{ N} . \quad (22)$$

Celková nosnost zvolených pantů, vypočítaná ve vzorci 8 je větší než zatížení ve výchozí poloze 6-ti lidmi, panty vyhovují.

Jelikož se jedná o stav, ve kterém je zařízení nejvíce zatěžováno, další kritické součásti mechanismu budou kontrolovány právě v tomto stavu.



Zatěžující tíha 6-ti lidí současně s tíhou vlastní váhy plošiny a reakce aktuátoru působí na lineární vedení, ke kterému je pístnice aktuátoru připojena a na pohybový šroub, jehož maticí je lineární vedení zabrzděné. Síly je potřeba převést na složky, které přímo působí na lineární vedení a na pohybový šroub, jak je vidět v *Obrázek 24*.



*Obrázek 24-Vyjádření sil, působících na šroub a na lineární vedení*

Výpočet axiální složky tíhy  $G_{lv}$ , zatěžující lineární vedení:

$$G_{lv} = G_p \cdot \cos(\alpha) = (105 + 6 \cdot 80) \cdot \cos(4) = 5725 \text{ N}. \quad (23)$$

Výpočet radiální složky tíhy  $G_s$ , zatěžující pohybový šroub:

$$G_s = G_p \cdot \sin(\alpha) = (105 + 6 \cdot 80) \cdot \sin(4) = 400,3 \text{ N}. \quad (24)$$

Výpočet axiální složky reakce aktuátoru  $F_{av}$ , zatěžující lineární vedení:

$$F_{av} = F_a \cdot \cos(\beta) = 19438 \cdot \cos(77) = 4373 \text{ N}. \quad (25)$$

Výpočet radiální složky reakce aktuátoru  $F_{as}$ , zatěžující pohybový šroub:

$$F_{as} = F_a \cdot \sin(\beta) = 19438 \cdot \sin(77) = 18940,5 \text{ N}. \quad (26)$$

Součtem jednotlivých složek lze získat zatěžující sílu, která působí na lineární vedení  $F_v$  a na pohybový šroub  $F_s$ :

$$F_v = G_v + Fa_v = 5725 + 4373 = 10098 \text{ N} , \quad (27)$$

$$F_s = G_s + Fa_s = 400,3 + 18940,5 = 19340,8 \text{ N} . \quad (28)$$

## 4.2 Lineární aktuátor

Z kapitoly 4.1.2 je známé, že pro sklopení plošiny musí aktuátor vykonat sílu v tlaku větší než  $Fa = 4107 \text{ N}$ . Zvolený lineární aktuátor La27 od firmy Linak [16] je schopený vykonávat maximální sílu v tlaku  $Fa_{La27} = 6000 \text{ N}$  což je víc, než je požadovaná síla pro sklopení plošiny vypočítaná v kapitole 4.1.2. Zatěžující síla na aktuátor ve stavu 6-ti lidí stojících na plošině je větší, než síla kterou je schopen aktuátor vykonat. Jelikož je aktuátor tvořen lichoběžníkovým šroubem, který je samosvorný a plošinu není potřeba sklápět při stavu zatížení 6-ti lidmi, je navržený lineární aktuátor vyhovující.

Jedním z požadavků je maximální čas sklopení a vysunutí plošiny  $t_p = 10 \text{ s}$ . Maximální rychlost zvoleného aktuátoru je  $v_a = 4 \text{ mm/s}$ . Pro maximální sklopení plošiny je potřebný zdvih  $h_a = 12 \text{ mm}$ . Čas sklopení je tedy:

$$t_s = \frac{h_a}{v_a} = \frac{12}{4} = 3 \text{ s} . \quad (29)$$

## 4.3 Krokový motor

Jelikož jediný odpor krokového motoru jsou pasivní odpory, pro výpočet potřebného krouticího momentu krokového motoru stačí znát třecí odpor lineárního vedení  $F_r$  a účinnost kuličkového šroubu  $\eta$ . Je-li hmotnost výsuvné rampy  $m_r = 30 \text{ kg}$  a koeficient tření lineárního vedení uváděn výrobcem  $\mu = 0,003$  [14], tak:

$$F_r = \mu \cdot (m_r \cdot g) = 0,003 \cdot (30 \cdot 9,81) = 0,883 \text{ N} . \quad (30)$$

Je-li stoupání závitu kuličkového šroubu  $p_{kš} = 10 \text{ mm}$  a účinnost matice kuličkového šroubu  $\eta = 0,88$  [14], lze vypočítat potřebný hnací krouticí moment  $Mk_p$  ,:

$$Mk_p = \frac{F_r \cdot p_{kš}}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{0,883 \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 0,0016 \text{ N} \cdot \text{m} . \quad (31)$$

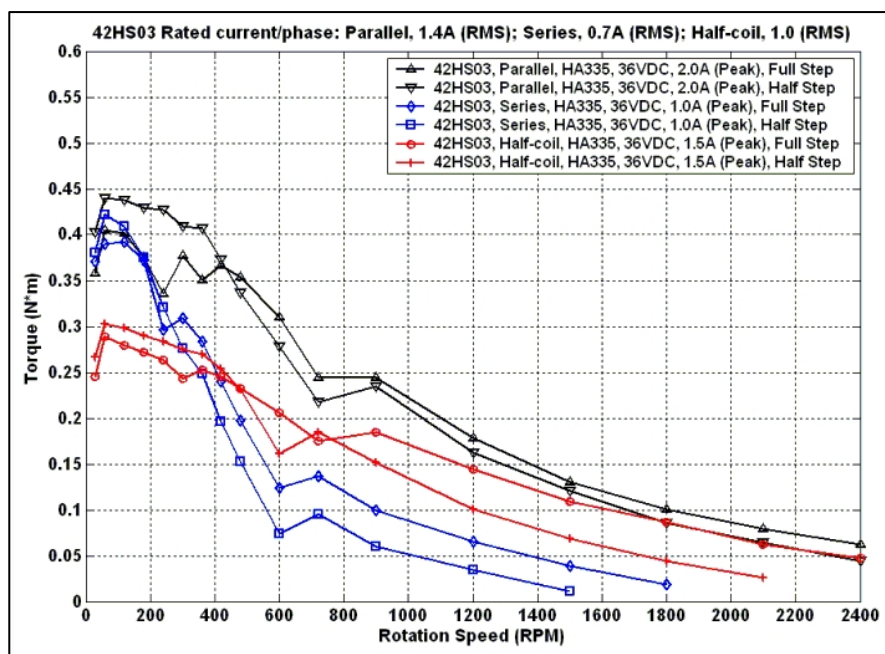
Krouticí moment zvoleného krokového motoru 42HS03 je  $0,47 \text{ Nm}$  [12], což je větší než potřebný krouticí moment, zvolený krokový motor tedy vyhovuje. Jelikož je krokový motor dobře regulovatelný, je možné zvolit čas vysunutí plošiny a poté dopočítat potřebné otáčky motoru. Délka vysunutí rampy  $H_v = 350 \text{ mm}$ , stoupání kuličkového šroubu  $P_{kš} = 10 \text{ mm}$ . Volím čas vysunutí rampy  $t_v = 3 \text{ s}$ . Potřebný počet otáček:

$$n_{po} = \frac{H_v}{P_{kš}} = \frac{350}{10} = 35 \text{ ot} . \quad (32)$$

Výpočet požadované rychlosti krokového motoru:

$$v_{km} = \frac{n_{po}}{t_v} = \frac{35}{3} = 11,7 \text{ ot/s} = 702 \text{ ot/min} . \quad (33)$$

Graf 4 – Graf závislosti krouticího momentu na rychlosti krokového motoru [12]



Z Graf 4 lze vidět že při této rychlosti je motor schopen vyprodukovat krouticí moment až  $Mk_{700ot} = 0,1 \text{ N} \cdot \text{m}$ , což je několikanásobně víc, než je potřeba.

#### 4.4 Panty

Zvolené panty EH-64-5v5-50 od firmy Southco, spojující sklápěcí vestavbu s pevným rámem, mají nosnost udávanou výrobcem  $F_{p1} = 3560 \text{ N}$  [18]. Pantů je 6, takže celková nosnost pantů je  $F_{p6} = 3560 \cdot 6 = 21360 \text{ N}$ . Maximální namáhání pantů je ve stavu zatížení 6-ti lidmi stojících na plošině. Zatížení je vypočítané ve vzorci 22 a je  $Ra_p = 19387,7 \text{ N}$ . Nosnost zvolených pantů  $F_{p6}$  je větší než maximální zatížení  $Ra_p$ , panty tedy vyhovují.

#### 4.5 Trapézový pohybový šroub

Pohybový trapézový šroub, zabrzdující vozík lineárního vedení, umožňuje sklopení plošiny v případě výpadku elektrického proudu. Šroub je zatížen z jedné strany tíhou plošiny a 6-ti lidmi, stojících na plošině a z druhé strany reakcí lineárního aktuátoru. Axiální složky sil zachycuje lineární vedení, šroub je tedy zatížen pouze osovou silou. Tato síla byla spočítána ve vzorci 28. Zvolený trapézový šroub Tr18x4 o středním průměru závitu  $d_2 = 16 \text{ mm}$  a malém průměru závitu  $d_3 = 13,5 \text{ mm}$  je vyroben z materiálu 1.0503, který má minimální mez kluzu  $R_{e1.0503} = 430 \text{ MPa}$ . Konzolová trapézová matice je bronzová. Součinitel tření v závitech pro kombinaci materiálů ocel-bronz volím dle [1]  $f_z = 0,13$ .

Výpočet redukovaného třecího úhlu:

$$\varphi' = \arctg\left(\frac{f_z}{\cos(15^\circ)}\right) = \arctg\left(\frac{0,13}{\cos(15^\circ)}\right) = 7,67^\circ. \quad (34)$$

Výpočet úhlu stoupání závitu:

$$\Psi = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{4}{\pi \cdot 16}\right) = 4,55^\circ. \quad (35)$$

Výpočet napětí v tlaku:

$$\sigma_d = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{10098}{\frac{\pi \cdot 13,5^2}{4}} = 135 \text{ MPa} . \quad (36)$$

Výpočet smykového napětí:

$$\tau = \frac{F_s \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{10098 \cdot \operatorname{tg}(4,55 + 7,67) \cdot \frac{16}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,5^3}{16}} = 69 \text{ MPa} . \quad (37)$$

Výpočet redukovaného napětí podle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{\text{Red}} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{135^2 + 4 \cdot 69^2} = 193 \text{ MPa} . \quad (38)$$

Výpočet bezpečnosti:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{Red}}} = \frac{430}{193} = 2,23 . \quad (39)$$

Vypočítaná bezpečnost  $k = 2,23$  je vyhovující, zvolený pohybový trapézový šroub vyhovuje.

## 4.6 Lineární vedení

Zvolené lineární vedení HGH 15 CA, ke kterému je připojena pístnice aktuátoru je spojeno s pohybovým šroubem. Statická únosnost udávaná výrobcem je  $C_{\text{stat}} = 16970 \text{ N}$  [14]. Síla zatěžující vozík lineárního vedení, vypočítaná vzorcem 25, je  $F_v = 10098 \text{ N}$ . Jelikož jsou vozíky použity dva, kontrola únosnosti je:

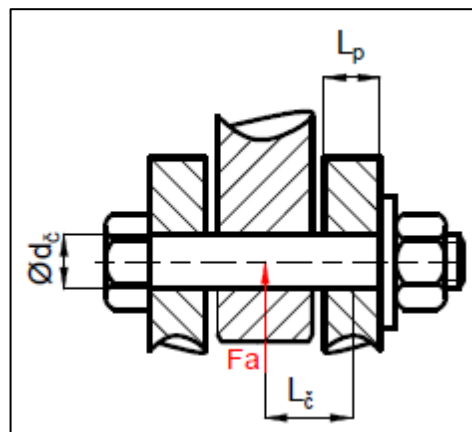
$$2 \cdot C_{\text{stat}} = 2 \cdot 16970 = 33940 \text{ N} \geq F_v = 10098 \text{ N} . \quad (40)$$

Celková statická únosnost je větší než zatížení vozíku, tudíž zvolené lineární vedení vyhovuje.

Sestava dvou vozíků, sériově za sebou je použita z důvodu eliminace bočního momentu od zabrzděné matice lichoběžníkového šroubu. Vozíky jsou spojeny s maticí přesně v místě mezi oběma vozíky pomocí táhla a šroubových spojů.

## 4.7 Čepy

Nejvíce namáhané čepy jsou ty, kterými je přichycen lineární aktuátor. Oba čepy jsou stejně namáhané a mají stejné rozměry, je tedy proveden jeden výpočet pro oba čepy. Čepový spoj je tvořen vysokopevnostním lícovaným šroubem třídy pevnosti 12.9, který je přitažen maticí s podložkou, viz. *Obrázek 25*. Průměr díku šroubu je  $d_\epsilon = 15 \text{ mm}$ . Minimální mez kluzu šroubu je  $Re_{12,9} = 1080 \text{ MPa}$  [6]. Šroub je namáhán smykem



Obrázek 25 - Schéma čepového spoje

a ohybem. Nejvyšší namáhání nastává ve stavu, kdy je plošina ve výchozí poloze a stojí na ní 6 lidí o průměrné hmotnosti 80 kg. Patky čepového spoje jsou z materiálu 11 503, pro který platí dovolený měrný tlak  $P_{Dov} = 100 \text{ MPa}$  [6].

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_s = \frac{Fa}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_\epsilon^2}{4}} = \frac{19438}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = 55 \text{ MPa} . \quad (41)$$

Výpočet dovoleného smykového napětí:

$$\tau_{Dov} = 0,4 \cdot Re_{12,9} = 0,4 \cdot 1080 = 432 \text{ MPa} . \quad (42)$$

Dovolené smykové napětí je větší než napětí zatěžující šroub.

Výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_o = \frac{\frac{Fa}{2} \cdot l_\epsilon}{\frac{\pi \cdot d_\epsilon^3}{32}} = \frac{\frac{19438}{2} \cdot 18,5}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = 543 \text{ MPa} . \quad (43)$$

Výpočet dovoleného ohybového napětí:

$$\sigma_{Dov} = 0,6 \cdot Re_{12,9} = 0,4 \cdot 1080 = 648 \text{ MPa} . \quad (44)$$

Dovolené ohybové napětí je větší než napětí zatěžující šroub.

Kontrola patek rámu na otlačení:

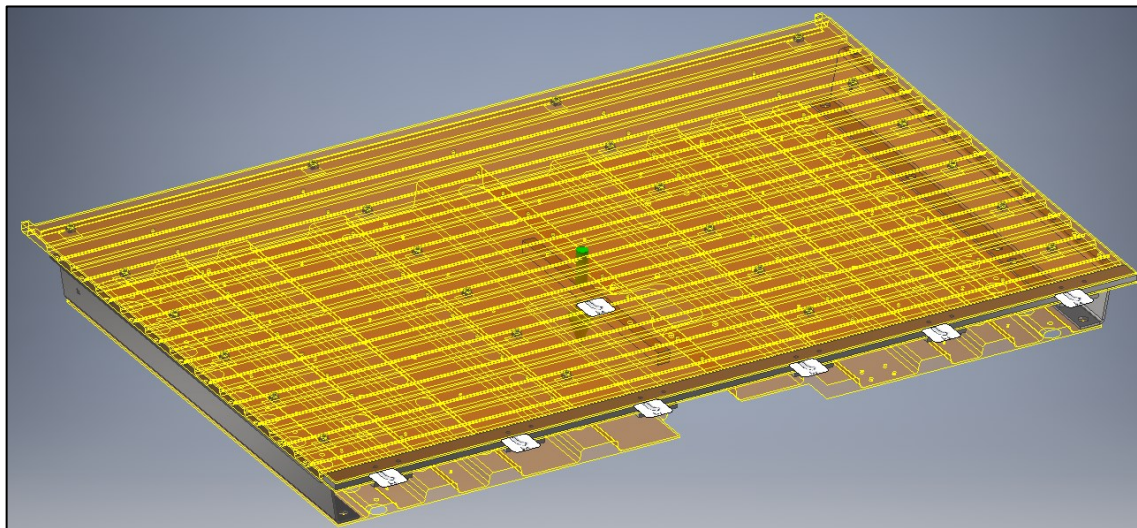
$$Pd = \frac{Fa}{d_{\varepsilon} \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{19438}{15 \cdot (7 + 7)} = 92,5 \text{ MPa} , \quad (45)$$

$$P_{Dov} = 100 \text{ MPa} \geq P_d = 92,5 \text{ MPa} . \quad (46)$$

Všechna vypočítaná napětí, zatěžující šroub jsou menší než maximální dovolené napětí, čepový spoj vyhovuje.

#### 4.8 Sklápěcí vestavba MKP

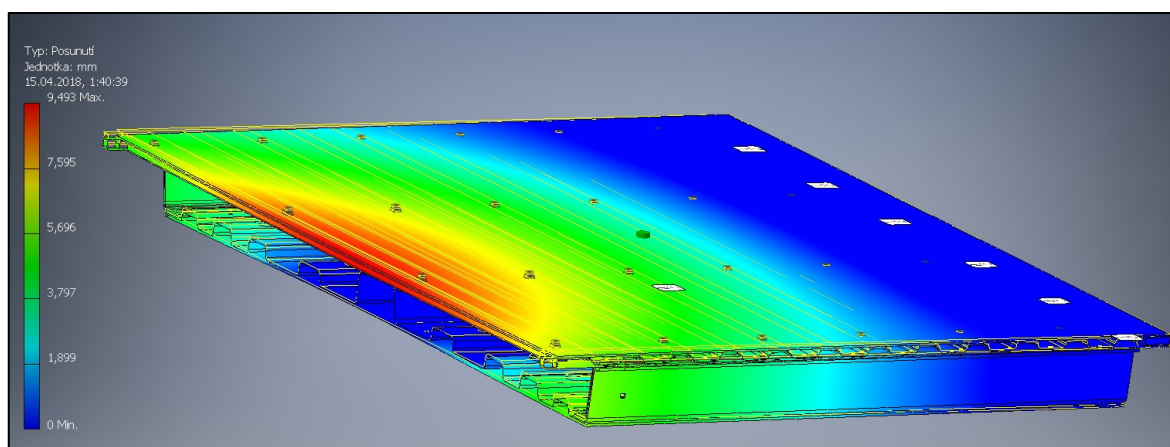
Sklápěcí vestavba je hlavní částí celého mechanismu. Je v ní umístěna výsuvná rampa s pohonem a je také připojena k lineárnímu aktuátoru, který ji sklápí. Byla tedy podrobně analyzována metodou konečných prvků v programu Autodesk Inventor. Kvůli zjednodušení byla kolejnice lineárního vedení nahrazena kvádrem. Stejně tak i panty byly zjednodušeny ve prospěch kvalitnější sítě.



Obrázek 26 - MKP vestavba – počáteční podmínky

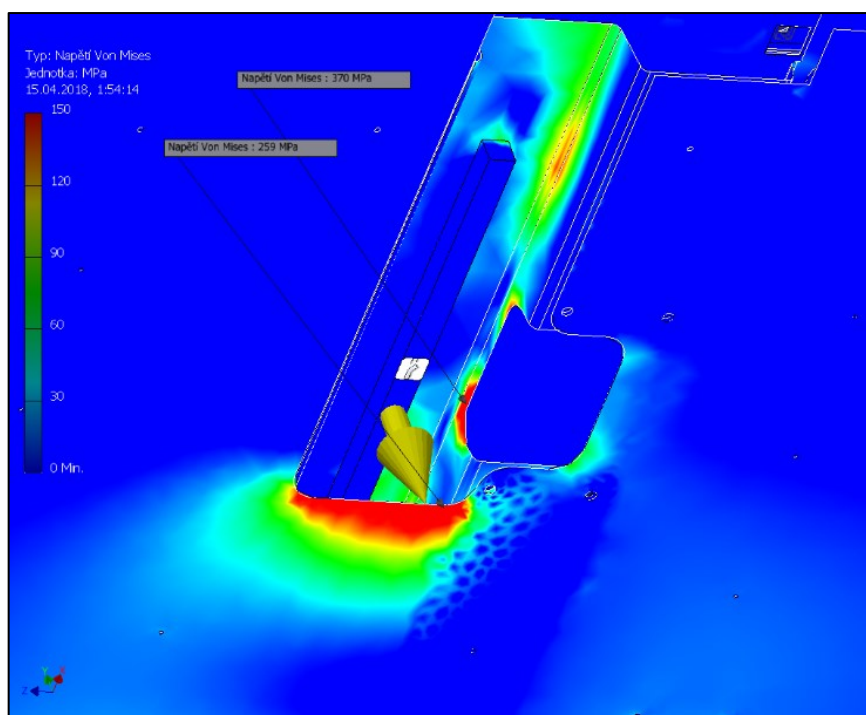
Vestavba je uchycena v pantech vazbou, umožňující rotaci a posuvnou vazbou mezi vozíkem a kolejnicí lineárního vedení. Na vrchní plech je umístěno zatížení silou, odpovídající 6-ti lidí průměrné hmotnosti 80kg stojících na podlaze vestavby. Také je určen

směr působení gravitace. Jelikož se sestava skládá z rozměrných plechů velkých ploch ale malých tloušťek, jsou tyto plechy převedeny na skořepinu. To zpřesní a zrychlí výpočet. Následně je vytvořena síť ze 110196 prvků. Počáteční podmínky jsou zobrazeny v *Obrázek 26*.



*Obrázek 27 - MKP vestavba - deformace*

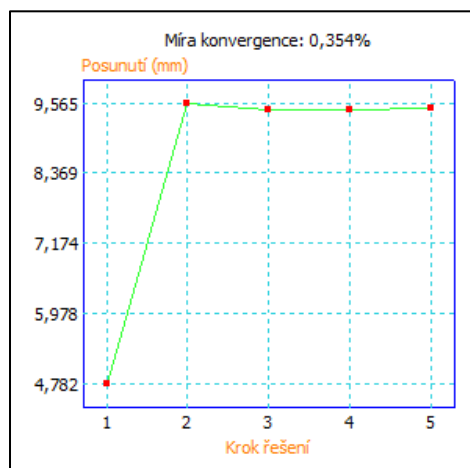
Z výsledků v *Obrázek 27* je patrné, že největší deformace je na konci zástavby, vzdálenější od pantů. Maximální vypočítaná deformace v tomto místě je 9,5 mm. Jelikož je tohle místo navíc vyztuženo čepem přední výklopné lišty a těsně pod podlahou zástavby je výsuvná rampa, což není zahrnuto ve výpočtu, je vypočítaná deformace přijatelná a nijak neohrožuje konstrukci.



*Obrázek 28 - MKP vestavba - napětí*



Dále bylo zjišťováno maximální napětí, které se objevuje ve výřezech ohýbaného plechu, viz. *Obrázek 28*. V tomto místě se vyskytují napěťové špičky až 370 MPa. Tyto koncentrace napětí mohou být způsobeny nedostatečnou hustotou sítě nebo chybou ve výpočtu. Další oblasti s vysokým napětím se objevují v místech ohybu profilovaného plechu. V těchto místech dosahuje napětí maximální hodnoty 100 MPa. Mez kluzu použité nerezové oceli 1.4016 je  $Re_{1.4016} = 250 \text{ MPa}$  [11]. Vypočítané napětí je tedy přijatelné a nijak nenaruší konstrukci.

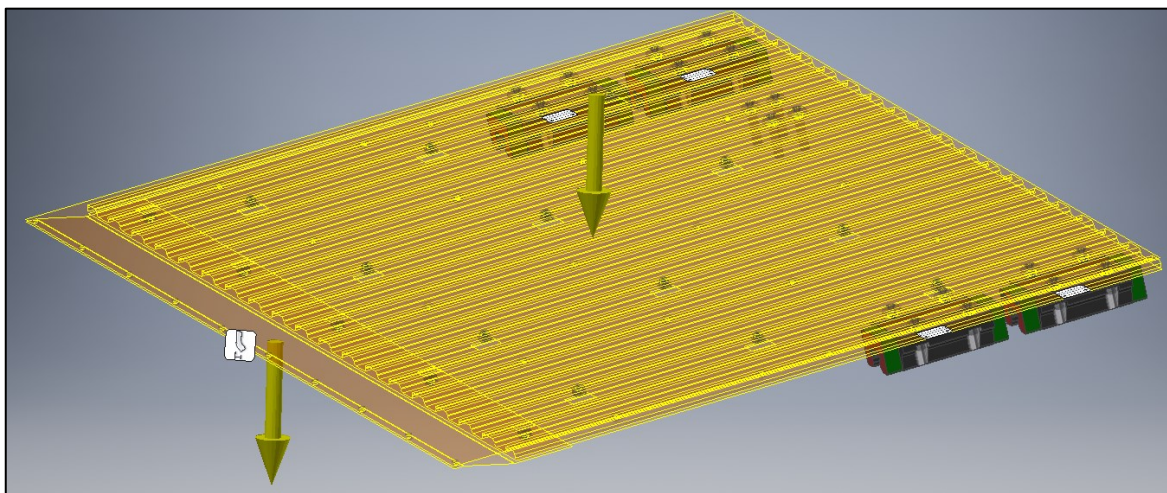


Obrázek 29 - MKP vestavba - konvergence

Výsledky analýzy jsou konvergentní, viz. *Obrázek 29*, jsou tedy platné.

## 4.9 Rampa MKP

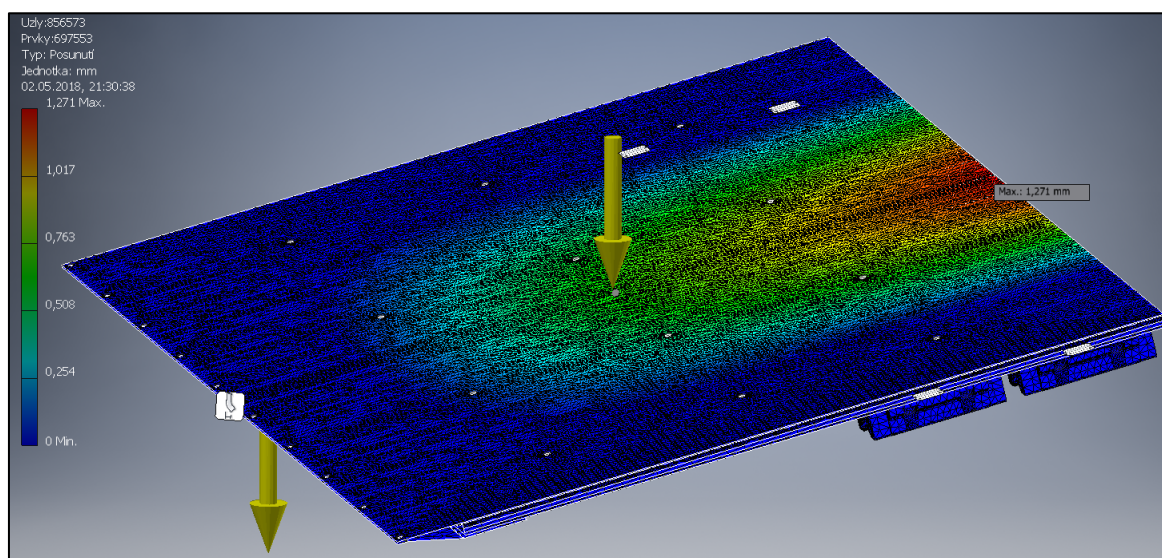
Metodou konečných prvků byla analyzována také výsuvná rampa. Analýza je provedena ve stavu, kdy je rampa sklopena na nástupiště a je zatížena vozíkem o hmotnosti 300 kg.



Obrázek 30 - MKP rampa - počáteční podmínky

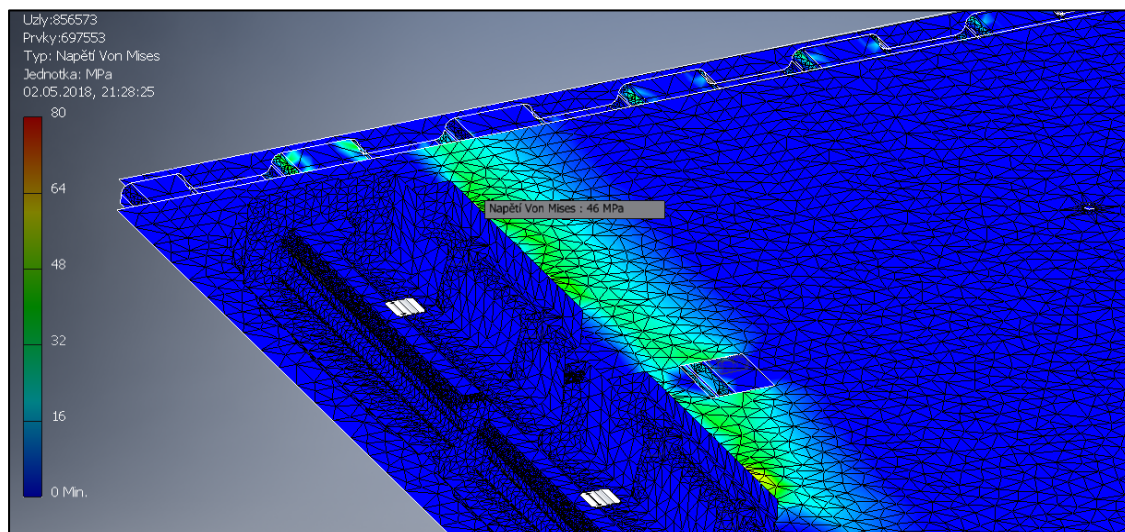
Stejně jako u sklápěcí vestavby byly rozměrné tenké plechy převedeny na skořepinu, z důvodu přesnosti a rychlosti výpočtu. Rampa je uchycena v místech vozíků lineárního vedení vazbou, umožňující posuv. Další ukotvení je v místě dotyku rampy s podložkou

nástupiště. Rampa je zatížena silou odpovídající hmotnosti vozíku 300 kg. Dále je určen směr působení gravitace. Počáteční podmínky jsou zobrazeny v *Obrázek 30*.



*Obrázek 31 - MKP rampa - deformace*

Z výsledků v *Obrázek 31* je patrné, že nejvyšší napětí vzniká kolem místa dotyku rampy s vozíkem lineárního vedení. Napětí v tomto místě nepřesahuje 50 MPa. Jelikož jsou plechy z nerezového oceli 1.4016, která má mez kluzu  $Re_{1.4016} = 250 \text{ MPa}$  [11], je toto maximální napětí vyhovující.



*Obrázek 32 - MKP rampa - napětí*

Dále byla zkoumána maximální deformace. Z výsledků v *Obrázek 32* vyplývá, že místo maximální deformace vzniká ve střední části na konci rampy. Maximální průhyb rampy v tomto místě je 1,3 mm. Jelikož je tato část rampy umístěna pod podlahou vestavby i ve fázi maximálního vysunutí rampy, je tato deformace vyhovující. Výsledky analýzy jsou konvergentní, jsou tedy platné.

## 5 Závěr

Hlavním cílem diplomové práce bylo navrhnout mechanismus výsuvné plošiny vstupních dveří pro imobilní cestující. Požadovaná nosnost rampy byla 300 kg a maximální naklopení plošiny při nájezdu vozíku pro imobilní cestující  $15^\circ$ . K navrženému mechanismu měl být vypracovaný výkres sestavy výsuvné plošiny předních dveří, kusovník a jeden výrobní výkres určené součásti.

Teoretická část diplomové práce byla zaměřena na rozdělení plošin pro přepravu imobilních cestujících a popsání jednotlivých druhů. Také zde byly popsány možné druhy pohonů plošin pro imobilní cestující. Praktická část již zahrnuje samotný návrh mechanismu výsuvné plošiny předních dveří pro imobilní cestující. Byl zde popsán princip, na kterém mechanismus funguje. Byly nalezeny fáze nejvyššího napětí a nejnamáhanější části byly v těchto stavech pevnostně zkontrolovány při požadovaném zatížení 300 kg. Požadavek na čas vysunutí do 10 s je také splněn, jelikož aktuátor sklopí plošinu za 3 s a krokový motor vysune rampu také za 3 s. Celkový čas rozložení je tedy 6 s. Maximální úhel sklopení rampy je  $12^\circ$ , tím je splněna podmínka úhlu sklopení nepřesahující  $15^\circ$ . Návrh zařízení je doplněn výkresem sestavy výsuvné plošiny, kusovníkem sestavy a výrobním výkresem domku lichoběžníkové matice.

Námětem na další řešení může být efektivnější mechanismus manuálního odemykání elektromechanických zámků nebo návrh nástroje pro manuální sklápění plošiny a odemykání zámků. Dále je možná změna mechanismu sklápění pomocí táhel pro dosažení přívětivějšího úhlu působení lineárního aktuátoru.

## 6 Seznam použité literatury

### a) Knihy

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů a strojů*. 1.vyd. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] MIČKAL, Karel. *Technická mechanika I*. 4. vyd. Praha : Nakladatelství Informatorium, spol. s.r.o., 2008. 213 s. ISBN 978-80-7333-063-7.
- [3] MORAVEC, Vladimír a HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2005. 72 s. ISBN-80-248-0878-1.
- [4] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [5] POHL, Rudolf. *Úvod do dopravní a manipulační techniky*. 1. vydání. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2002. 335 s. ISBN 80-01-02292-7.
- [6] VÁVRA, Pavel a LEINWEBER, Jan. *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra - Pedagogické nakladatelství, 2008. 951 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

### b) Normy

- [7] ČSN EN 14752. *Železniční aplikace – Boční vstupní systémy*. 2. vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a stání zkušebnictví, 2016.
- [8] *Technická specifikace pro interoperabilitu (TSI) týkající se přístupnosti železničního systému Unie pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace*: NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1300/2016. Evropská unie: Úředník věstník Evropské unie, 2014

### c) Internetové odkazy

- [9] ALCOMEX SPRINGS. *Pružiny Alcomex*. [Online]. Dostupné z: [www.Alcomex.cz](http://www.Alcomex.cz).
- [10] BMHD. *Brněnské MHD*. [Online]. Dostupné z: [www.bmhd.cz](http://www.bmhd.cz).

- [11] BOLZANO. *Ocel v pohybu*. [Online]. Dostupné z: [www.bolzano.cz](http://www.bolzano.cz)
- [12] CNCSHOP. *CNC a automatizace*. [Online]. Dostupné z: [www.cncshop.cz](http://www.cncshop.cz)
- [13] XINDER. *Changzhou Xinder-Tech Electronics Co., Ltd.* [Online]. Dostupné z: [www.czxinder.sookuu.com](http://www.czxinder.sookuu.com)
- [14] HIWIN. *Motion Control and Systems*. [Online]. Dostupné Z: [www.hiwin.cz](http://www.hiwin.cz)
- [15] INDEPENDENT. *The Independent*. [Online]. Dostupné z: [www.independent.co.uk](http://www.independent.co.uk)
- [16] LINAK C&S. *Technologie lineárních pohonů*. [Online]. Dostupné z: [www.linak.cz](http://www.linak.cz)
- [17] SKF. *Ložiska SKF*. [Online]. Dostupné z: [www.skf.cz](http://www.skf.cz)
- [18] SOUTHCO. *Lathces, Hinges, Fasteners*. [Online]. Dostupné z: [www.southco.com](http://www.southco.com)
- [19] TECHNOCLEAN. *Kvalitní úklidové stroje*. [Online]. Dostupné Z: [www.technoclean.cz](http://www.technoclean.cz)
- [20] USA BUS CHARTER. *Best Buses*. [Online]. Dostupné z: [www.usabuscharter.net](http://www.usabuscharter.net)

## **7 Seznam příloh**

Příloha 1 : Výkres sestavy Výsuvné plošiny pro imobilní cestující

Příloha 2 : Kusovník sestavy

Příloha 3 : Výkres domku lichoběžníkové matice